

**METODOLOGIA DE INTEGRACION ENERGETICA PARA LA INDUSTRIA
LACTEA POR MEDIO DE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE
COGENERACIÓN DE ENERGIA EVALUADO MEDIANTE LA TECNOLOGIA
PINCH**

WILMAN ANTONIO OROZCO LOZANO

**FUNDACION UNIVERSIDAD DEL NORTE
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA
BARRANQUILLA**

2010

UNIVERSIDAD DEL NORTE
Maestría en Ingeniería Mecánica – Énfasis en Conversión de energía

**METODOLOGIA DE INTEGRACION ENERGETICA PARA LA INDUSTRIA
LACTEA POR MEDIO DE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE
COGENERACIÓN DE ENERGIA EVALUADO MEDIANTE LA TECNOLOGIA
PINCH**

**Tesis de grado presentada por el Ing. Wilman Antonio Orozco Lozano para optar el
título de Magister en Ingeniería Mecánica**

Dirigido por:
Ing. Antonio Bula Silvera, Ph.D
Barranquilla, enero de 2010

FUNDACION UNIVERSIDAD DEL NORTE
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
MAESTRIA EN INGENIERIA MECANICA
BARRANQUILLA

2010

Nota de aceptación

Miembro del comité

Miembro del comité

Miembro del comité

Barranquilla, Abril del 2010

DEDICATORIA

A mis padres Walberto y Maria Luz por su amor
y apoyo incondicional en todo momento.

A mi hermano Wilber José que me apoya desde el cielo
y me da fuerzas para salir adelante.

A mis hermanos Janeth y Walberto por apoyarme
dándome confianza.

A mi hija Paula Andrea que me motiva para seguir adelante y mi esposa Tatiana por su
apoyo incondicional.

AGRADECIMIENTOS

A Dios fuente de sabiduría y a nuestros padres que nos han labrado el camino para que hoy estemos a portas de recibir el título de Magíster en Ingeniería Mecánica.

Al Ingeniero Antonio Bula por su valioso apoyo como asesor y por su calidad académica y humana mostrada durante el desarrollo del presente trabajo, por lo cual le manifiesto mi más sincero agradecimiento.

A mis amigos Iván Tovar, Antonio Saltarín, William Arnedo y William Ruiz por haber aportado sus conocimientos y experiencia para orientarme en esta investigación.

A la Universidad del Norte que junto con el buen calificado cuerpo de profesores entregan todo lo que está a su alcance para formar Magíster de la mejor calidad

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION 1

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 2

1.1 Antecedentes	2
1.2 Descripción del problema	3
1.2.1 Industria láctea en Colombia	3
1.2.2 Problemática de la utilización de energía eléctrica en Colombia	5
1.2.3 Problemática ambiental de la utilización de carbón como fuente de energía	9
1.3 Formulación del problema	10
1.4 Justificación	10
1.5 Objetivos	11
1.5.1 Objetivo general	11
1.5.2 Objetivos específicos	11
1.6 Metodología	11

2 MARCO REFERENCIAL 14

2.1 Estado actual	14
2.1.1 Evolución, desarrollo actual y perspectivas de la cogeneración a nivel mundial y regional	14
2.1.2 Conceptos Básico de la Cogeneración	17
2.1.3 Beneficios De La Cogeneración	19
2.1.4 Elementos De Un Sistema De Cogeneración	22
2.1.5 Clasificación De Los Sistemas De Cogeneración	23
2.1.6 Nuevas tecnologías para la cogeneración	33
2.1.7 La cogeneración y el medio ambiente	36
2.1.8 Aplicaciones recientes de los sistemas de cogeneración	38
2.2 Marco teórico	41
2.2.1 Diagrama de pareto:	41
2.2.2 Tecnología Pinch	41
2.2.3 Evaluación económica	46

3 CARACTERIZACION ENERGETICA DEL SISTEMA 50

3.1 Estudio de los procesos en la industria	50
3.1.1 Descripción del proceso en la industria láctea	50
3.2 Caracterización de máquinas y equipos	61
3.2.1 Equipos y generación actual	61
3.3 Caracterización energética	63
3.3.1 Consumo Eléctrico	65
3.3.2 Consumo térmico (Vapor)	65

*4 IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE COGENERACION MEDIANTE LA
TECNOLOGIA PINCH 71*

4.1 Elección del sistema de cogeneración. _____ 71

4.1.1 Criterios de evaluación técnica de alternativa de cogeneración _____ 71

4.2 Diseño de equipo de recuperación de intercambio de calor _____ 77

4.2.1 Diseño del Intercambiador de Calor _____ 78

*5 EVALUACION TECNICA Y FINANCIERA DEL SISTEMA IMPLEMENTADO
107*

5.1 Balance de energía y exergía _____ 107

5.2 EVALUACIÓN FINANCIERA _____ 116

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 123

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Consumo mensual de energía en la industria Láctea estudiada.	4
Tabla 2. Demanda interna anual de energía en Teracalorías en Colombia (1 Teracaloría es igual a 1163 MWh)	7
Tabla 3. Capacidad efectiva de generación de energía eléctrica en Colombia (2007).....	8
Tabla 4. Potencial de cogeneración en diferentes sectores industriales basado en el año 2008.	17
Tabla 5. Usos más frecuentes de energía en las empresas lácteas.....	58
Tabla 6. Valoración cualitativa del consumo de energía en la industria Láctea.....	59
Tabla 7. Consumos específicos de energía para varios productos lácteos	60
Tabla 8. Consumos de energía en función de las características de la planta	60
Tabla 9. Condiciones y parámetros de los dos tipos de Calderas en esta Industria	62
Tabla 10. Caracterización energética distribuida de la industria Láctea.....	64
Tabla 11. Datos recopilados del consumo de vapor de cada uno de los equipos de la planta.	69
Tabla 12. Tabla técnica del motor Caterpillar G3608	75
Tabla 13. Tabla para relacionar el consumo del motor Caterpillar G3516 TA 130 LE. Rata Continua (BHP).	76
Tabla 14. Datos generales de los reactivos y productos de la combustión.	80
Tabla 15. Valores del calor específico y flujo molar para los gases residuales que salen del intercambiador a temperatura promedio de 220.80 °K.	89
Tabla 16. Relaciones para los diferentes arreglos.....	102
Tabla 17. Relación de flujo molar y calores específicos.	110
Tabla 18. Perdidas energéticas del motor.....	110
Tabla 19. Valores específicos para los gases residuales.....	111
Tabla 20. Valores del calor específico y flujo molar para los gases residuales que salen del intercambiador a temperatura promedio de 220.80 °K.	113
Tabla 21. Comparación entre energía y exergía.	113
Tabla 22. Comparación de la canasta energética actual con la proyectada.....	119
Tabla 23. Evaluación económica del proyecto de cogeneración.....	120
Tabla 24. Valores calculados de VPN (Valor presente neto), TIR (Tasa interna de retorno) y el periodo de recuperación de la inversión.	120

LISTA FIGURAS

Figura 1. Metodología en la integración energética del sistema de cogeneración en la industria láctea.	13
Figura 2. Evolución de la cogeneración en México	16
Figura 3. Esquema General de Cogeneración	20
Figura 4. Turbina de Vapor a Contrapresión.....	25
Figura 5. Turbina de Vapor a Extracción-Condensación	26
Figura 6. Cogeneración con turbina de gas	27
Figura 7. Esquema de Ciclo Combinado.....	28
Figura 8. Motores alternativos, MCI.	32
Figura 9. Clasificación de los equipos de consumo directo.....	51
Figura 10. Diagrama de flujo del proceso de elaboración de leche tratada térmicamente ...	52
Figura 11. Tratamiento térmico de esterilización de la leche.	54
Figura 12. Generación de vapor	56
Figura 13. Generación de frío	57
Figura 14. Caldera actual utilizada para la generación de vapor.....	61
Figura 15. Caracterización energética de la industria Láctea	63
Figura 16. Relación de costos energéticos por mes.	64
Figura 17. Diagrama de temperatura contra entropía para el agua, sistema SI.	70
Figura 18. Razón de calor Vs Potencia eléctrica	73
Figura 19. Consumo contra potencia	76
Figura 20. Intercambiador de calor de coraza y tubos tipo Bowman.	78
Figura 21. Perfil final de requerimientos de vapor contra la temperatura de los gases residuales	82
Figura 22. Eje “x” : valor del Pinch Point en °C; Eje “y” : costo del área de intercambio de calor en m ² . Para diferentes valores de U.	85
Figura 23. Eje “x”: Valor Pinch point en °C; Eje “y”: Costo de gases residuales que salen del intercambiador de calor.....	86
Figura 24. Relaciones de costos vs PINCH POINT. Para diferentes U.....	87
Figura 25. Eje “x” : valor del Pinch Point en °C; Eje “y” : costo del área de intercambio de calor en m ² . Para diferentes valores de U.	93
Figura 26. Eje “x”: Valor Pinch point en °C; Eje “y”: Costo de gases residuales que salen del intercambiador de calor exegéticamente.	94
Figura 27. Relaciones de costos vs PINCH POINT. Para diferentes U.....	95
Figura 28. Relaciones de afinación de los tubos.....	99
Figura 29. Esquema unifilar de vapor y condensado sugerido incorporando el motor y el intercambiador de calor	105
Figura 30. Diagrama de Sankey (energía) y de Grassman (Exergía)	114
Figura 31. Comparación entre la eficiencia del sistema actual y el sistema de cogeneración proyectado.	115
Figura 32. Análisis de sensibilidad	117
Figura 33. Indicadores de inflación en los últimos años y la proyectada.	117

Figura 34. Flujo de caja acumulativo vs tiempo	121
Figura 35. Comparación entre el sistema de cogeneración actual y el proyectado	122

LISTA DE SIMBOLOS

$A_{c/t}$	Área de cada tubo
A_d	Área de intercambio de calor de diseño
A_0	Horas de recuperación al año (horas/ <i>anual</i>)
a_s	Área de contacto con los tubos
β	Coefficiente de expansión volumétrica
BHP	Potencia de freno del motor
C_{p_a}	Calor específico de los gases residuales
C_p	Calor específico
C^ε	Costo unitario de exergía (\$/ <i>Kj</i>)
D_e	Diámetro equivalente.
$\tilde{\varepsilon}^0$	Exergía estándar química
E	Energía
E_0	Intercepto de la línea en el eje y que significa la energía no asociada a la producción.
E_1	Energía del combustible
E_2	Energía de salida de gases del motor
E_3	Energía de salida de gases intercambiador
E_4	Energía del líquido comprimido
E_5	Energía del vapor de agua salida intercambiador
F_j	Flujo de caja en el período j
G_s	Velocidad másica lado de la coraza.
G_{rd}	Número de Grashoff
h_o	Coefficiente convectivo de película por el lado de la coraza
h_i	Coefficiente de película en el lado de los tubos
h_c	Entalpía del agua como líquido comprimido o subenfriado.
h_{fg}	Entalpía de vaporización

H_1	Entalpía del combustible
H_2	Entalpía de salida de gases del motor
H_3	Entalpía de salida de gases intercambiador
H_4	Entalpía del líquido comprimido
H_5	Entalpía del vapor de agua salida intercambiador
IC	Índice de consumo
i	Tasa de rentabilidad
i_j	Costo de la inversión en el año j
i^*	inversión (\$)
J_h	Factor de corrección empírico para el lado de los tubos
K	Conductividad térmica
L	Longitud.
LHB	Poder calorífico inferior
m	Pendiente de la recta que significa la razón de cambio medio del consumo de energía respecto a la producción.
M_j	Costos de operación y mantenimiento en el año j
mP	Es la energía utilizada en el proceso productivo.
\dot{m}_a	Flujo másico de los gases residuales
\dot{m}_{comb}	Flujo másico de gases residuales
\dot{m}_{aire}	Flujo másico de aire en el motor
\dot{m}_v	Flujo másico de vapor de agua.
\dot{m}	Flujo másico
m_i	Masa molar
\bar{m}_i	Flujo molar
n	Número de períodos
n_{CH_4}	Flujo molar de combustible
n_{UD}	Número de nussel
N_g	Tasa de depreciación (%/anual)

P	<i>Producción asociada en el período seleccionado.</i>
PR	<i>Periodo de recuperación</i>
Pr	<i>Número adimensional de Prandtl.</i>
PP	<i>Pinch Point o punto de pliegue</i>
(p_t)	<i>Afinación de los tubos</i>
ρ_i	<i>Densidad de cada componente</i>
ρ_{MEZCLA}	<i>Densidad de la mezcla combustible</i>
(q)	<i>Caudal</i>
$q_{consumo}$	<i>Caudal de consumo de combustible</i>
\dot{Q}	<i>Rata de calor transferida</i>
\dot{Q}_1	<i>Rata de calor transferido en la zona del economizador</i>
\dot{Q}_2	<i>Rata de calor transferido en la zona del evaporizador</i>
Q_a	<i>Flujo de aire en el motor</i>
$Q_{Termica}$	<i>Energía térmica</i>
Q_{Total}	<i>Energía calorífica total</i>
R	<i>Tasa recuperación de la inversión (%/anual)</i>
R_j	<i>Ingresos por venta de excedentes de energía en el año j</i>
$Re:$	<i>Número adimensional de Reynolds.</i>
$R(A/C)$	<i>Relación aire combustible</i>
S	<i>Entropía</i>
S_j	<i>Ahorros en el costo de la energía en el año j</i>
TIR	<i>Tasa interna de retorno.</i>
T_1	<i>Temperatura de entrada de los gases residuales</i>
T_{pp}	<i>Temperatura del Pinch point</i>
$T_2:$	<i>Temperatura de salida de los gases residuales.</i>
t_1	<i>Temperatura de entrada al intercambiador por el lado de la coraza:</i>
t_2	<i>Temperatura de salida del intercambiador por el lado de la coraza</i>
t_f	<i>Temperatura media del fluido</i>

T_{Sat}	<i>Temperatura de saturación del agua</i>
T_{pp}	<i>Temperatura del Pinch Point</i>
T_{LSE}	<i>Temperatura de líquido subenfriado agua</i>
T_{LS}	<i>Temperatura de líquido saturado agua</i>
T_{VS}	<i>Temperatura de líquido subenfriado agua</i>
U	<i>Coeficiente global convectivo</i>
U_d	<i>Coeficiente global de transferencia de calor de diseño</i>
μ	<i>Viscosidad absoluta o dinámica</i>
ϑ_f	<i>Volumen específico</i>
ν	<i>Viscosidad cinemática</i>
VPN	<i>Valor presente neto</i>
$VPNB$	<i>Valor presente neto de los beneficios.</i>
$VPNC:$	<i>Valor presente neto de los costos.</i>
X_K	<i>Fracción molar</i>
x	<i>Espesor</i>
ΔT	<i>Diferencia de temperatura entre el motor y temperatura ambiente</i>
ΔT_{lm}	<i>Diferencia media logarítmica de temperatura total</i>
ΔT_1	<i>Diferencia media logarítmica de temperatura del economizador</i>
ΔT_2	<i>Diferencia media logarítmica de temperatura del evaporador</i>

RESUMEN

La cogeneración, es comúnmente definida como la producción simultánea de energía térmica y eléctrica por medio del aprovechamiento de los calores residuales que se producen al generar electricidad mediante dispositivos mecánicos o por otros métodos. La tecnología de ahorro energético, Pinch, es una de las tecnologías considerada como apropiada para diseñar y optimizar procesos cogenerativos. La presente investigación logra el desarrollo de una metodología de cogeneración para la industria láctea a partir de una caracterización energética desde la cual se selecciona una fuente de energía viable para poder acoplarla a un equipo de intercambio de calor que será evaluado mediante la tecnología Pinch, y obtener el uso eficiente del calor y su posterior aprovechamiento.

La metodología diseñada se fundamenta en un estudio del consumo actual de energía eléctrica y de la generación de vapor. Se identifica una alternativa de cogeneración, y se procede al diseño de un intercambiador de calor aplicando la tecnología Pinch. Se desarrolla una comparación de los balances de exergía y una evaluación económica; obteniendo como resultado una disminución en el costo del consumo eléctrico en un 90%, disminución del consumo de gas en un 39.3% anual, La energía química de combustión producida se utiliza en un 61 %, distribuido en un 42.66 % para energía eléctrica (equivalente a 1430 Kw), y un 19.16 % en vapor (equivalente a 642.35 Kw), se logra un aumento sustancioso de eficiencia del 43.82 % con el sistema de cogeneración y se disminuye el precio de 1 KWh en un 50 %.

ABSTRACT

Cogeneration is commonly defined as the simultaneous production of heat and electricity through the utilization of waste heat produced during the generation of electricity by mean of mechanical or other energy technology The Pinch technology is considered suitable for designing these cogeneration processes. This research accomplished the development of a methodology for the dairy industry cogeneration. Beginning with an energy characterization, a viable energy source is coupled to a heat exchanger equipment, which is assessed by the Pinch technology to attain an efficient usage of the rejected heat.

The methodology designed is based on a study of the current electrical energy consumption, and steam generation. A cogeneration alternative is identified and the suitable heat exchanger is designed using Pinch technology. A comparison from the exergy point of view, and an economic evaluation show a decrease in the cost of electricity consumption by 90%, the gas consumption decreases by 39.3 % per year. The combustion chemical energy used has a 61% efficiency, distributed in a 42.66% used in electric power (equivalent to 1430 kW), and 19.16% in steam (equivalent to 642.35 Kw), achieves a substantial increase of 43.82% efficiency with cogeneration system and decreases the price of 1 KWh by 50%.

INTRODUCCION

En la presente monografía se desarrolla un modelo de integración energética para la industria Láctea aplicando un sistema de cogeneración de energía mediante la tecnología Pinch Point. Para ello se ha dividido en tres partes que se desarrollan metodológicamente.

En el primera parte (Capítulo 1), se aborda un análisis de la situación mundial de los sistemas de cogeneración, al mismo tiempo se profundiza en aspectos básicos de los sistemas, definiendo términos y señalando ventajas en que se pueda incurrir por la aplicación de estos sistemas. Se exponen distintos factores que pueden influir decisivamente en la selección de esquemas de cogeneración.

La segunda parte (Capítulo 2), está dedicada a ofrecer una serie de fundamentos científicos que abarcan desde la recopilación de información, selección de los sistemas de cogeneración, pasando a través de un estudio técnico y económico a fin de tener una serie de bases definitivas para optar por estos equipos.

A partir del tercera, cuarta y quinta parte (Capítulo 3,4 y 5), se expone y aplica de manera sistematizada la metodología de integración energética para la industria Láctea aplicando un sistema de cogeneración de energía mediante la tecnología Pinch y a su vez se realiza evaluación detallada.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Antecedentes

El desarrollo de la tecnología Pinch comenzó en 1970, enfocada en un principio en el aprovechamiento de energía. El término “tecnología Pinch” (tecnología de pliegue) fue introducido por Linnhoff y Vredeveld para representar un nuevo grupo de métodos basados en la termodinámica para garantizar los niveles mínimos de energía en el diseño de redes de intercambio de calor [1].

La importancia de la aplicación de este método en las industrias de procesos se deriva de la necesidad de disminuir los costos en energía y el alto impacto ambiental que derivan del uso de fuentes de energía, por inapropiada estructura termotécnica de los procesos.

La aplicación del análisis Pinch basado en técnicas de minimización del uso de agua fresca y la generación de aguas residuales en los procesos industriales, comenzó a tomar relevancia en 1993 [2]. Esta técnica maneja una extensión sobre la síntesis de intercambio de masa en una red (MEN, por sus siglas en inglés), alter-nada con una extensión de la teoría de la red de intercambio de calor, para sistemas que involucran agua. En términos simples, el agua de proceso y los efluentes son analizados para determinar, si el uso del flujo es el óptimo.

En los últimos años, la disminución del consumo energético y la disminución de los contaminantes han tomado un lugar prioritario en las industrias de procesos debido a temas como responsabilidad legal. La Tecnología Pinch ofrece una solución a estos dos aspectos citados, ya que es una técnica sistemática para analizar redes de agua y reducir costos de agua para procesos, por ende, minimizar el consumo energético. El agua de proceso y sus efluentes son analizados para determinar, si el uso del flujo en un proceso o sistema de

procesos es el óptimo, identificando los cambios de tecnología de este a fin de mejorar su desempeño tecnológico y ambiental.

1.2 Descripción del problema

1.2.1 Industria láctea en Colombia

El complejo lácteo de Colombia se ha formado espacialmente alrededor de cuatro principales ciudades: Bogotá, D.C., Medellín, Barranquilla y Cali que representan aproximadamente el 85% del consumo total de las ciudades grandes e intermedias. A cada una de estas ciudades se asocia una zona productiva importante como núcleo tradicional de abastecimiento. Los grandes núcleos de abastecimiento de estas cuatro ciudades aportan cerca de 48% de la oferta de leche en todo el país [3].

La producción de leche de Colombia fue de aproximadamente 5500 millones de litros en el año, volumen que excede ampliamente la producción de los países andinos vecinos (Ecuador, Perú y Venezuela). La tasa de crecimiento de la producción de leche en la década de 1980 y en el año 2008, fue en promedio, superior al 5% anual, superando generosamente la tasa de crecimiento poblacional. Como resultado de ello, la disponibilidad bruta per cápita de leche entre 1980 y 2003 aumentó en más de 85% [3].

Es conveniente distinguir dos tipos de procesamiento: uno industrial y otro artesanal. La industria procesadora de lácteos se ubica en su casi totalidad en las ciudades más grandes y en las intermedias. La producción artesanal cubre dos ámbitos, el rural y el urbano. La producción industrial demanda cerca de 80% de la leche, pero los derivados no industriales (quesos costeño, doble crema y campesino básicamente), que representan 20% de la demanda, han permanecido en el mercado.

El número de establecimientos de la industria de lácteos asciende a poco más de cien plantas procesadoras, en las que laboran cerca de diez mil empleados. Como se dijo ya, las seis empresas más importantes dominan más de 50% de los mercados. La capacidad

instalada industrial con que cuenta el país para el procesamiento de lácteos es de 8.4 millones de litros/día lo cual excede en 60% la producción nacional de leche. Sin embargo, durante épocas de abundancia el uso de esta capacidad instalada aumenta, como es natural, a niveles que no han sido evaluados [3].

La industria Láctea se dedica al procesamiento y comercialización de leche y sus derivados cuya operación del negocio se basa en la transformación de la materia prima (leche) a través de maquinas y equipos como: calderas, homogenizadores, pasteurificadores, clarificadora, de empaque y sellado, entre otras. El proceso productivo de estas empresas generan un alto consumo de energía mensual, como ejemplo tenemos un estudio realizado en el año 2008 en una empresa láctea particular, arrojando siguientes resultados mostrados en la tabla 1.

Tabla 1. Consumo mensual de energía en la industria Láctea estudiada.

Fuente: Coolechera. Cooperativa de productores de leche de Colombia

Año 2008	Consumo promedio mensual
Electricidad	727641 KWh \$144.754.266
Gas Natural	450396.25 m ³ \$126.110.950
Total promedio canasta energética mensual	\$270.085.217millones

La primera condición para la diversificación competitiva en la industria de procesos, es su autoabastecimiento energético, lo cual le permite satisfacerse tanto de vapor como de electricidad, con posibilidades de entrega al sistema energético local o nacional. La producción de energía cogenerada se percibe como una excelente estrategia para la disminución de los costos de operación de la industria Láctea y una alternativa para el equilibrio ambiental.

1.2.2 Problemática de la utilización de energía eléctrica en Colombia

Es muy común en diferentes plantas de producción la necesidad de utilizar en sus procesos de fabricación energía térmica y eléctrica; la generación de estas dos formas de energía normalmente se hace por métodos distintos. La energía térmica se genera en quemadores convencionales, u otro tipo de elementos y la energía eléctrica está suministrada por la red nacional. La integración de plantas de generación de energía eléctrica en las plantas de proceso es hoy día, uno de los métodos más eficaces de operación llegando a superar fácilmente el rendimiento de las instalaciones convencionales.

Es por eso que el ahorro energético, el ahorro económico derivado del anterior, la reducción de emisiones contaminantes y la disminución de la dependencia energética exterior, han hecho que la cogeneración de energía haya cobrado importancia en la totalidad de los países desarrollados. El término cogeneración o sistema de energía total surge para englobar los procedimientos de producción y optimización energética (fuente de energía primaria, formas de energía producida, etc.), con la preocupación por la protección medioambiental.

La definición de este concepto, siendo común en su fondo, varía en su expresión, en función de los aspectos que se quieren resaltar: algunas de estas definiciones hacen referencia, aunque no de manera exclusiva, a aspectos relacionados con la mejora del rendimiento de las instalaciones y la racionalidad en el uso de la energía y la forma de producción, como siguen:

- *"Cuando es usado el término cogeneración, normalmente se hace en el contexto de la producción coincidente de energía eléctrica y térmica en una instalación. Sin embargo, el término cogeneración puede además, aplicarse a la producción coincidente de energía mecánica y térmica."*[4].

- *"Cogeneración es la producción conjunta de electricidad o energía mecánica, y de energía térmica útil. Este aprovechamiento integrado de calor y electricidad implica un aumento importante del rendimiento."*[5]
- *"La cogeneración consiste en utilizar la energía primaria con un máximo aprovechamiento para producir conjuntamente energía eléctrica y calor o frío, con la misma cantidad de energía, es decir, con menor energía específica. Para la industria en general y también para el sector de servicios como hostelería y sanidad, la cogeneración es uno de los sistemas más apropiados técnica y económicamente y de una amortización más acelerada."*[6]

En síntesis, la cogeneración es un proceso mediante el cual se generan dos tipos de energía de manera simultánea y agotando únicamente una fuente principal de energía. En particular, este documento se interesa por el tipo de cogeneración en el que se produce energía en forma de electricidad y calor. En este caso, la ventaja que ofrece la cogeneración en comparación con la generación convencional de energía es el incremento de la eficiencia debido a la recuperación térmica adicional. Por esta razón, las plantas de cogeneración surgen como una opción altamente recomendable para la conservación de recursos en la producción de energía.

La tabla 2 muestra la demanda interna anual de energía en Teracalorías en Colombia (1 Teracaloría es igual a 1163 MWh).

Tabla 2. Demanda interna anual de energía en Teracalorías en Colombia (1 Teracaloría es igual a 1163 MWh)

Fuente: UPME, Unidad De Planeación Minero-Energética

DEMANDA INTERNA ANUAL DE ENERGIA (TERACALORIAS)					
ENERGETICO	2002	2003	2004	2005	2006
Energía hidráulica	34776	37035	37035	40750	45233
Gas natural	65428	63566	63566	69498	70024
Petróleo	147857	155125	155125	153275	161503
Carbón mineral	28097	28121	28121	25675	10527
Bagazo	9322	9864	8460	9948	9133
Residuos industriales	3150	3120	3103	3098	3093
TOTAL PRIMARIA	288630	296831	295410	302244	299513
Energía eléctrica	31387	32088	34012	34332	35836
Gas de refinería	8704	8610	8836	8949	8874
Gas licuado de petróleo	8105	76661	7218	7255	7310
Gasolina	42026	40679	43455	38551	36179
Aceite	0	0	0	166	1461
Kerosene	7767	7225	7277	7448	7957
Acpm	30193	33708	37092	39887	46393
Fuel Oil	2278	2473	1180	1203	1712
No energéticos	17388	17304	19109	18238	18285
Coque	998	1579	1569	1747	1771
Carbón de leña	1438	1305	2894	3224	3211
Gas industrial	1080	1051	1079	1083	1087
TOTAL SECUNDARIA	151364	222683	163721	162083	170076

En Colombia la demanda de energía eléctrica tiene una tasa de crecimiento a un ritmo aproximado del 4%, lo que significa que anualmente deberían ingresar al mercado plantas de 500 MW; pero en realidad la producción no está aumentando al mismo nivel, lo que hace necesario que se promuevan nuevos proyectos energéticos. Aquí hay una gran oportunidad para la cogeneración.

La UPME (Unidad De Planeación Minero-Energética) realizó un estudio para el desarrollo de una metodología de estimación del potencial de cogeneración en Colombia.

Con base en esta metodología y la realización de encuestas se determinó un potencial de cogeneración de 423 MW para todo el país, distribuido como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Capacidad efectiva de generación de energía eléctrica en Colombia (2007)

Fuente: UPME, Unidad De Planeación Minero-Energética

CAPACIDAD EFECTIVA DE GENERACION DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN COLOMBIA (MW)	
Cogeneradores	26,5
Hidráulica	8561
Menores	539
Térmica a carbón	700
Térmica a gas	3562
Total	13388,5

La ANDI (Asociación Nacional De Industriales) dice que hay urgencia de promover el desarrollo de la cogeneración en Colombia para mejorar la posición de nuestros productos y servicios para el fortalecimiento de nuestra economía. ACAIRE (Asociación Colombiana del Acondicionamiento de Aire y de la Refrigeración) ha iniciado la divulgación de la Cogeneración para procesos de climatización, a través de cursos.

La capacidad total instalada de autogeneración y cogeneración en Colombia es del orden de 600 MW, cifra que representa menos de un 5% de la capacidad total instalada en todo el país, adicionalmente el potencial existente puede llegar a ser de 500 MW [5]. Es indudable que el desarrollo de este potencial permitirá mejorar los indicadores nacionales de eficiencia energética y será un aporte importante para sostener la capacidad instalada. La ANDI en convenio con la UPME, ofrece su colaboración para la actualización del inventario de las plantas existentes de Autogeneración y Cogeneración.

Hay un gran derroche de los recursos energéticos por ausencia de uso racional de la energía y falta de personal capacitado e información en estas tecnologías. Es notoria la ausencia del

marco legal adecuado para promover proyectos URE y además falta normalización para equipos, en lo que respecta a la utilización de la energía.

1.2.3 Problemática ambiental de la utilización de carbón como fuente de energía

Una de las alternativas para el proceso de combustión de las calderas sería la utilización del carbón en reemplazo del gas natural debido al relativo bajo costo del primero, pero es importante tener presente la alta contaminación de la combustión del carbono y el cambio a equipos tecnológicos como catalizadores, filtros, etc. que conlleva a una inversión de alto costo.

La contaminación se define como la presencia de sustancias no deseables en concentración, tiempo y circunstancia tales que puedan afectar significativamente al bienestar humano; Se denominan contaminantes primarios aquellos que son emitidos directamente a la atmósfera y secundarios los emitidos por la propia atmósfera a través de diferentes procesos fisicoquímicos debido a los contaminantes primarios [6].

Los contaminantes primarios como son los residuos sólidos de la combustión del carbón contienen metales pesados como el arsénico, el selenio, el cromo, y el cadmio; compuestos orgánicos carcinógenos; y elementos radiactivos. Estas toxinas pueden lixiviar en corrientes y fuentes de agua subterránea, amenazando a la salud de la personas. Otras emisiones atmosféricas de la quema de carbón incluyen dióxido de sulfuro (SO_2), dióxido de carbono (CO_2), partículas en suspensión, y óxidos del nitrógeno (NO_x), que alternadamente generan el ozono de superficie. El SO_2 y el ozono son gases altamente corrosivos que generan problemas respiratorios y contribuyen a los nacimientos de bajo peso y a la mortalidad infantil creciente. El SO_2 y los NO_x son también causantes primarios de lluvia ácida. El CO_2 es el principal gas responsable del efecto del invernadero que está calentando el planeta.

Los daños provocados por las partículas en suspensión generadas por la combustión de carbón en el sistema respiratorio son largamente conocidos. Una investigación reciente ha demostrado que, además, la materia particulada de menor tamaño aerotransportada también puede traspasar de los pulmones a la circulación sanguínea, provocando enfermedades cardíacas, ataques de corazón, apoplejías, y muerte prematura.

1.3 Formulación del problema

Es por ello que nos planteamos como hipótesis general de esta investigación: Si es factible desarrollar una metodología de cogeneración energética para la selección de un esquema de cogeneración, que tome en consideración las características de diseño conceptual y operación del proceso tecnológico y que integre los cambios en la misma, la cual puede lograrse mediante el uso de la tecnología Pinch Point con adaptación a las condiciones específica de la industria Láctea.

1.4 Justificación

Hasta hora la selección se ha hecho solamente tomando en cuenta las características propias del esquema de cogeneración y considerando el proceso tecnológico de forma rígida o como una caja negra, sin tomar en cuenta las consideraciones de integración a partir de variantes, mejoras o cambios tecnológicos. Es por ello que en los últimos años se han ido realizado estudios de optimización o de prospectivas tecnológicas para la estrategias de combustibles, a fin de ir mejorando en el conocimiento de los modelos de selección que se han elaborado, sin embargo, las consideraciones acerca de la influencia del esquema tecnológico no han sido estudiadas de forma completa en la actualidad. El análisis de procesos ha formulado algunos estudios heurísticos basados en la tecnología Pinch Point para deslindar variantes de alternativas y cambios operacionales a través de la construcción y análisis de curvas que relaciona entalpía, calor transferido y temperaturas, para los

diferentes elementos del subsistema y relaciones funcionales de los componentes de un sistema tecnológicos de proceso [4].

Una de las formas más efectivas de lograr este cometido es por medio de la integración energética de procesos, la cual permite aprovechar corrientes energéticas e integrarlas al proceso donde la utilización generan procesos más óptimos, disminución de costos por concepto de consumos energéticos y una cultura de mayor respeto por el medio ambiente.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivo general

Establecer una metodología de integración energética para la industria láctea aplicando un sistema de cogeneración de energía mediante la tecnología Pinch.

1.5.2 Objetivos específicos

- Caracterizar energéticamente el sistema actual de una industria láctea para el proceso de modelado
- Implementar una metodología de cogeneración de energía a partir de la tecnología Pinch.
- Evaluar técnica y financieramente el sistema de cogeneración propuesto para la industria láctea seleccionada.

1.6 Metodología

La metodología que se utilizó en esta investigación se describe a continuación:

1. Estudio del sistema convencional actual: Establecer las cantidades de producción con sus consumos energéticos.

2. Caracterización energética:

- Cuantificación y distribución del consumo de energía eléctrica y térmica.
- Identificación y cuantificación de las ineficiencias energéticas en los principales consumidores de energía eléctrica y térmica.

3. Identificación de las diferentes alternativas de cogeneración: Se mencionan los diferentes sistemas de cogeneración.

4. Elección del sistema de cogeneración:

Se realiza utilizando criterios de selección como son:

- Establecemos la relación de Q/E.
- Tipo de combustible de acuerdo a sus costos y generación de emisiones contaminantes.
- Costos de la tecnología.
- Curvas de demanda de calor electricidad.

5. Implementación del sistema seleccionando aplicando la tecnología Pinch:

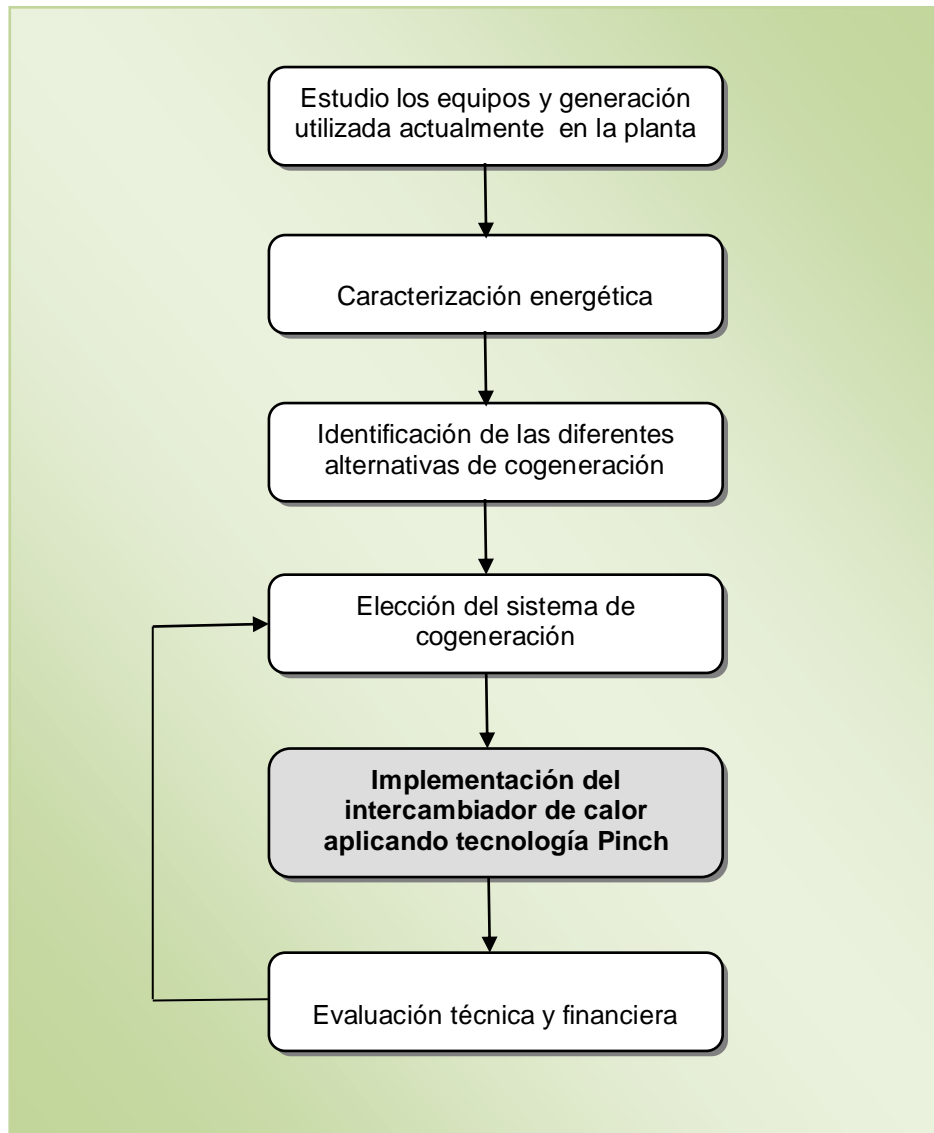
Determinamos el consumo de combustible al 100 % de la carga del motor y diseñamos térmicamente el intercambiador de calor.

6. Evaluación técnica y financiera del sistema implementado:

Establecemos los respectivos balances de energía y exergía de todas las corrientes del sistema, y realizamos un análisis financiero del sistema.

Con base a estos criterios de se tiene el procedimiento mostrado en la figura 1.

Figura 1. Metodología en la integración energética del sistema de cogeneración en la industria láctea.



2 MARCO REFERENCIAL

2.1 Estado actual

La iniciativa de los países con respecto al uso racional y eficiente de la energía, ha sido presentada desde hace muchos años. Al inicio de los años 70 a partir del alza de los precios provocada por la primera crisis del petróleo, y al comenzar los 80 con el incremento de precios, llevaron a los países desarrollados a tomar acciones que formaron parte finalmente de la política energética de dichos países.

La conciencia que se generó, fue gracias a los beneficios económicos que traen tales procedimientos, que se traducen en beneficios ambientales, vinculados con la cantidad de energéticos que se dejarían de consumir, se incrementa la eficiencia en el uso de la energía, se incentiva la búsqueda de las fuentes alternativas de energía y se desarrollan nuevas tecnologías y equipos.

2.1.1 Evolución, desarrollo actual y perspectivas de la cogeneración a nivel mundial y regional

“El término **cogeneración** es relativamente nuevo, no así la producción combinada de potencia y calor que data de inicios del pasado siglo. Los europeos, que fueron los pioneros en la utilización de esta forma de producción de energía, la usaban desde finales del siglo XIX.

A principios de siglo XX los sistemas de cogeneración, producían más del 50% de la energía demandada por la industria. Sin embargo, este porcentaje cayó al 15% en los años 50 y hasta menos del 5 en la década de los 70.

El cambio en el panorama energético que se produce a partir de la década de los 70, revive el interés de la industria en la cogeneración como una fuente estable de electricidad más

barata. Este interés se extiende al sector de los servicios, apareciendo el concepto de la trigeneración como vía para adecuar la relación calor/electricidad a los rangos viables para sistemas de cogeneración.

En E.U. la cogeneración representó el 4.6% de la generación de electricidad en 1991, el 9.5% en 1999, y se pronostica que este porcentaje se duplicará en el año 2010”.

Otros países que se destacan en el campo de la cogeneración:

Holanda: Produce aproximadamente el 15% de la electricidad en plantas de cogeneración.

España: Produce el 6.1% en plantas de cogeneración. Hasta el año 2000 se instaló cerca de 1000 MW adicionales en sistemas de cogeneración. (15% del total de potencia adicional a instalar) (Experiencia. IDAE en esquemas de Financiamiento).

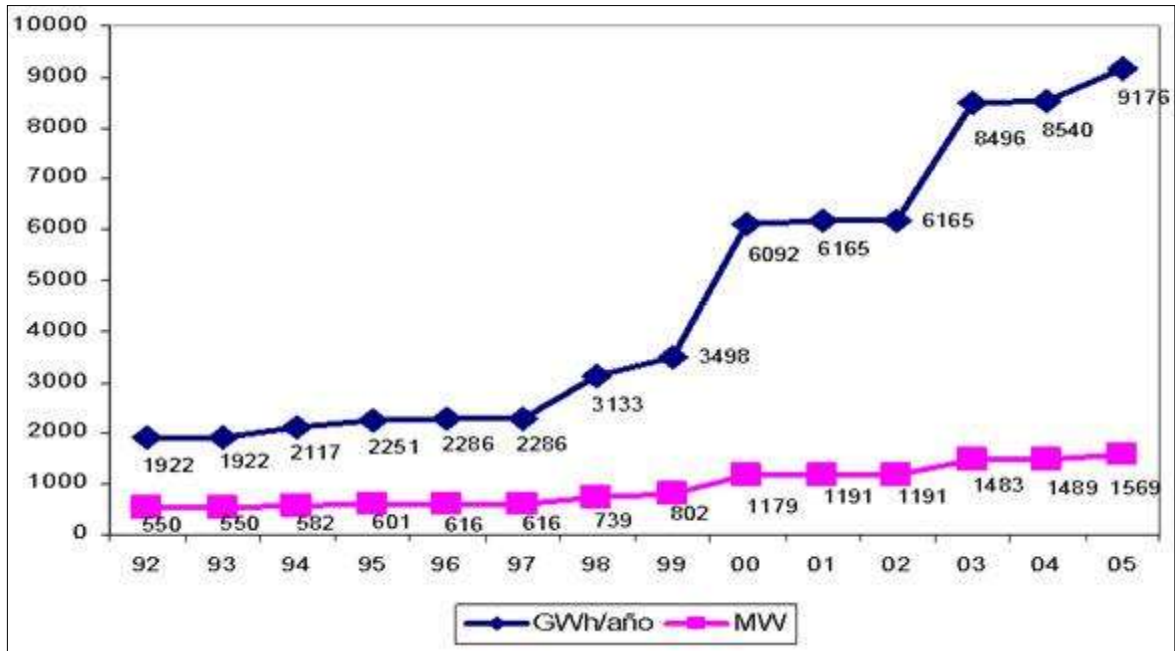
México: En México se realizó en 1995 un estudio del potencial de cogeneración global en el País. Los resultados de este estudio señalan que el potencial de cogeneración en la industria es de 9750 MWe, de ellos en PEMEX 3026 MWe, 773 MWe en el sector comercial, para un total nacional de 14 229 MWe, lo que significa un ahorro potencial de 114.4 millones de barriles de petróleo por año. Se han promulgado legislaciones que promueven la cogeneración, y se ha desarrollado un amplio programa de divulgación, capacitación y proyectos pilotos demostrativos”[7].

En la siguiente figura 2 se muestra como ha evolucionado la Cogeneración en México, a partir de las modificaciones a la Ley del Servicio Público de Energía Eléctrica y su Reglamento, en donde se permitió la participación de la iniciativa privada en la generación de energía eléctrica, bajo esta modalidad.

Figura 2. Evolución de la cogeneración en México

Fuente: CONAE, México, jueves 9 de marzo de 2006, Disponible en Internet

Nota 1569 MW corresponde a la capacidad de 36 proyectos que se encuentran operando



Ante los hechos anteriormente mencionados, a principios de los años noventa muchos países de América Latina, entre ellos Colombia, se vieron en la necesidad de modernizar el sector eléctrico, abriéndolo a la participación privada, y siguiendo un esquema similar a los países pioneros en este desarrollo, en especial el Reino Unido. Esta reestructuración se realizó definiendo el marco regulatorio para establecer las condiciones que permitieran que su desarrollo estuviese determinado bajo la sana competencia. Estas leyes crearon el mercado mayorista de energía eléctrica.

Entre las industrias que hoy día ofrecen mayor oportunidad de implantación de estos sistemas se destacan los siguientes sectores: textil, pulpa y papel, cerámico, químicos y siderúrgicos entre otras. En estos, según describe la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME), se concentra gran parte de la energía cogenerada y su potencial observar en la tabla 4.

Tabla 4. Potencial de cogeneración en diferentes sectores industriales basado en el año 2008.

Fuente: UPME, Unidad De Planeación Minero-Energética

SECTOR	(%)
Textil y confecciones	19
<i>Alimentos, bebidas y tabaco</i>	35
Calzado y cueros	2
Químico, plástico y caucho	9
Papel e imprenta	23
Maderas y muebles	2
Vidrio y cerámica	10

Como podemos destacar, la cogeneración representa hoy día una herramienta eficaz en el uso racional de los combustibles, a la vez que posibilita un mayor aprovechamiento del calor por parte de los procesos, determinando así procesos más adecuados para cada aplicación una vez definido este sistema.

2.1.2 Conceptos Básico de la Cogeneración

“La cogeneración es un término relativamente nuevo, pero sin embargo el concepto que describe el proceso data de más de cien años. Se ha dicho que la palabra Cogeneración fue acuñada por el Presidente de los Estados Unidos, James Carter, quien en su mensaje del 20 de abril de 1977 sobre energía, la definió como la producción de electricidad y otras formas de energía útil (tales como calor o vapor de proceso) en la misma instalación”[7].

Posteriormente, en junio de 1980, la "Federal Energy Regulatory Commission", en sus "Rulemaking on cogeneration and small Power Production", define la cogeneración como la producción secuencial de energía eléctrica o mecánica y de energía térmica útil, a partir de la misma fuente primaria; así también los norteamericanos lo denominaron

"Combination Plants" ó "Implant generation", al igual que los europeos que por tradición emplean el termino "autoproducción", denominando autoproductor al usuario que utiliza una instalación de producción de energía eléctrica en calidad de propietarios, sin prestar servicio al público.

Para efectos legales en Colombia, los procesos de cogeneración quedan definidos Según “resolución CREG- 85 de 1996 Octubre 15” [8]. Puntualiza que se entiende por cogeneración a la:

Cogeneración: Proceso de producción combinada de energía eléctrica y energía térmica, que hace parte integrante de una actividad productiva, destinadas ambas al consumo propio o de terceros y destinadas a procesos industriales o comerciales.

A diferencia de un sistema convencional que produce electricidad o energía térmica, la cogeneración consiste en la producción simultánea o secuencial de energía mecánica y térmica a partir de una misma fuente de energía.

En otras palabras, los sistemas de cogeneración convierten la energía contenida en el combustible en 2 tipos de energías utilizables por la industria:

- 1.- Energía mecánica y/o eléctrica.
- 2.- Energía térmica, vapor útil o gases calientes para proceso.

La cogeneración moderna es un sistema tecnológico que incorpora diferentes principios, entre ellos la competitividad y la disminución de emisiones contaminantes; los cuales están contemplados en las políticas de globalización económica regional, así como la política internacional orientada a lograr un desarrollo sustentable.

El propósito principal de la cogeneración es lograr un mejor aprovechamiento de los combustibles primarios, razón por la cual se considera en los programas de ahorro de energía como una alternativa fundamental.

2.1.3 Beneficios De La Cogeneración

En los sistemas de cogeneración la energía empleada para generar la energía eléctrica y térmica es mucho menor a la utilizada en los sistemas convencionales de generación de energía eléctrica y térmica por separado, es decir, que de un 100% de energía contenida en el combustible, en una termoeléctrica convencional sólo 33% se convierte en energía eléctrica, el resto, como ya se mencionó, se pierde a través del condensador, los gases de escape, las pérdidas mecánicas y las pérdidas eléctricas por transformación y transmisión. En los sistemas de cogeneración se llega a aprovechar hasta un 84 % de la energía contenida en el combustible para la generación de energía eléctrica y calor al proceso (25-30% eléctrico y 59-54% térmico).

Este proceso permite que el combustible que se agregue a un proceso, para generar energía eléctrica por cogeneración, sea mucho menor que el usado en las plantas convencionales de generación de energía eléctrica para la misma generación. En figura 3 se muestra claramente un esquema generalizado de cogeneración.

Figura 3. Esquema General de Cogeneración

Fuente: CONAE, Op.cit, p. 10.



En términos generales, los beneficios potenciales de la cogeneración industrial son ampliamente reconocidos. Estos se pueden enfocar de diferente manera, desde el punto de vista de los intereses nacionales incluyen entre otros:

- **Ahorros de energía primaria.** Incrementando la capacidad de cogeneración en la industria, puede ayudar a reducir el consumo de combustibles que actualmente se usan en las plantas de generación de potencia. Se estima que con la instalación de una capacidad de 4,200 kW_e, en un período de 10 años, se podría lograr un ahorro acumulado, equivalente a 325 millones de barriles de petróleo crudo.
- **Incremento de la eficiencia de distribución.** Las pérdidas por transformación y distribución disminuyen al tener a los sistemas generadores ubicados en los centros de consumo. Con la misma base anterior se estiman ahorros de 1.3 TWh anuales.

- ***Difiere inversiones requeridas en ampliar la capacidad instalada en el país.*** Con los sistemas de cogeneración industrial se disminuye el crecimiento de la demanda, por lo que el crecimiento de la oferta se puede realizar más lentamente, lo que implica disminuir la velocidad de construcción de nuevas plantas generadoras.
- ***Reduce emisiones globales.*** Al disminuir globalmente el uso de energía primaria, produce que las emisiones derivadas de la combustión de combustibles fósiles disminuya, con el consiguiente beneficio.

Desde el punto de vista de los intereses de la industria se tienen los siguientes beneficios:

- ***Reducción de los costos de energía.*** Al utilizar el calor para la generación de potencia, los costos de la compra de energía eléctrica disminuyen considerablemente. Se ha estimado que la reducción en la facturación energética total puede alcanzar hasta un 50%.
- ***Más confiabilidad en el suministro de energía.*** Generando su propia energía, en su propia planta, le da más confiabilidad y autosuficiencia a su suministro de energía. Un sistema de cogeneración conectado en paralelo con la red eléctrica como respaldo garantiza la continuidad en el suministro de energía eléctrica.
- ***Mejora en la calidad de la energía suministrada.*** Se puede corregir inmediatamente cualquier desviación, fuera de lo normal, del voltaje o la frecuencia.

A pesar de las grandes y muchas ventajas que tiene la utilización de la cogeneración, existen una serie de inconvenientes que se necesitan tomar en consideración antes de decidir la realización de un proyecto específico. Los principales de estos son:

- Los sistemas de cogeneración requieren de una inversión substancial, que muchas compañías no están en disposición de erogar por tratarse de un proyecto que no incrementa su capacidad de producción, aunque sea altamente favorable.
- Los sistemas de cogeneración pueden llegar a ser complejos en su diseño, instalación y operación, por lo que requieren la utilización de empresas o personas bien capacitadas en esta área.
- En algunos proyectos su economía puede ser muy sensible a los costos de energía eléctrica y de los combustibles, los cuales son impredecibles, aunque la tendencia normal es hacia la alza, por lo menos en el mediano plazo. Para los proyectos que son altamente dependientes de la venta de excedentes a la red, deben de buscar contratos a largo plazo con precios de compra que mantengan la rentabilidad del proyecto.

2.1.4 Elementos De Un Sistema De Cogeneración

Los principales elementos constituyentes de un sistema genérico de cogeneración son:

- Elemento motor
- Elemento de recuperación de calor de desperdicio
- Sistema de transmisión de energía
- Sistemas auxiliares (bombas, compresores, alternador, etc.)
- Sistema de control

El componente más importante es el motor primario o motor, el cual convierte la energía del combustible en la energía que suministra la flecha. Los dispositivos de conversión más ampliamente utilizados son las turbinas de vapor, las turbinas de gas y los motores de combustión interna o alternativa.

Existe una gran variedad de equipos para la recuperación del calor de desperdicio, por lo que la selección adecuada de éste dependerá del uso que se le necesite dar. Estos pueden ir, desde sistemas de baja presión de distribución de vapor a la salida de las extracciones de las

turbinas, hasta calderas de recuperación para extraer la energía de los gases producidos en una turbina de gas.

Los sistemas de control son necesarios para la automatización del motor, la operación segura del sistema de recuperación de calor y en general para la operación eficiente del sistema

2.1.5 Clasificación De Los Sistemas De Cogeneración

Los sistemas de cogeneración pueden clasificarse de acuerdo con el orden de producción de electricidad y energía térmica en:

Sistemas superiores (Topping Cycles).

Sistemas inferiores (Bottoming Cycles).

Los sistemas superiores de cogeneración, que son los más frecuentes, son aquellos en los que una fuente de energía primaria (como el gas natural, diesel, carbón u otro combustible similar) se utiliza directamente para la generación de energía eléctrica en el primer escalón. A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía mecánica y la energía térmica resultante, el denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrada a los procesos industriales ya sea para secado, cocimiento o calentamiento, que constituyen el segundo escalón. Este tipo de sistemas se utiliza principalmente en la industria textil, petrolera, celulosa y papel, cervecera, alimenticia, azucarera, entre otras, donde sus requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250 ° C a 600 ° C.

En los sistemas inferiores la energía primaria se utiliza directamente para satisfacer los requerimientos térmicos del proceso del primer escalón y la energía térmica residual o de desecho, se usará para la generación de energía eléctrica en el segundo escalón. Los ciclos

inferiores están asociados con procesos industriales en los que se presentan altas temperaturas como el cemento, la siderúrgica, vidriera y química. En tales procesos resultan calores residuales del orden de 900 ° C que pueden ser utilizados para la producción de vapor y electricidad.

Existe una gran variedad de equipos y tecnologías que pueden ser considerados para una aplicación específica de cogeneración. Cada tecnología tiene sus características propias, que deben ser consideradas en el contexto de los requerimientos específicos del lugar.

Otra clasificación generalmente empleada para los sistemas de cogeneración, es la que se basa en el tipo de motor empleado para generar la energía eléctrica, con la cual se tiene:

- Cogeneración con turbina de vapor.
- Cogeneración con turbina de gas.
- Cogeneración con ciclo combinado.
- Cogeneración con motor reciprocante

2.1.5.1 Cogeneración con turbinas de vapor

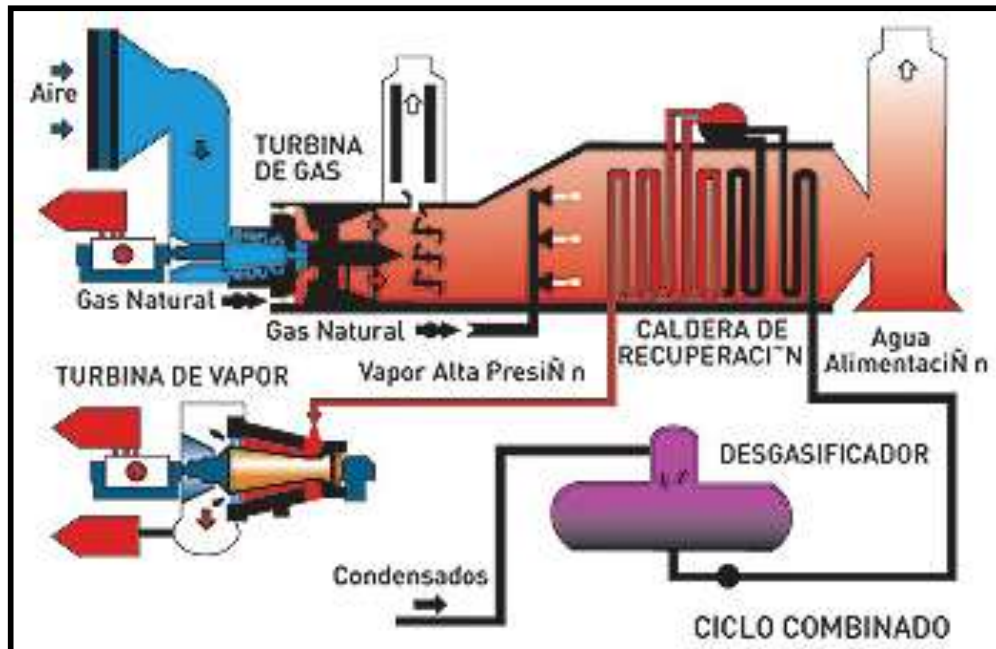
En este sistema la energía mecánica se produce por la turbina mediante la expansión del vapor de alta presión, generado en una caldera convencional. Bajo este sistema la generación de energía eléctrica por unidad de combustible es menor que en la turbina de gas (generalmente del orden de 15%), aunque la eficiencia global del sistema es más alta (del 85 al 90%) que en la turbina de gas ya que produce energía térmica del orden del 75%.

Las turbinas de vapor se dividen en tres tipos: a contrapresión, a extracción y a condensación.

En las turbinas de contrapresión su principal característica es que el vapor, cuando sale de la turbina se envía directamente al proceso sin necesidad de contar con un condensador y equipo periférico, como la torre de enfriamiento como se muestra en la figura 4.

Figura 4. Turbina de Vapor a Contrapresión

Fuente: <http://www.empresaeiciente.com/images/empresas>



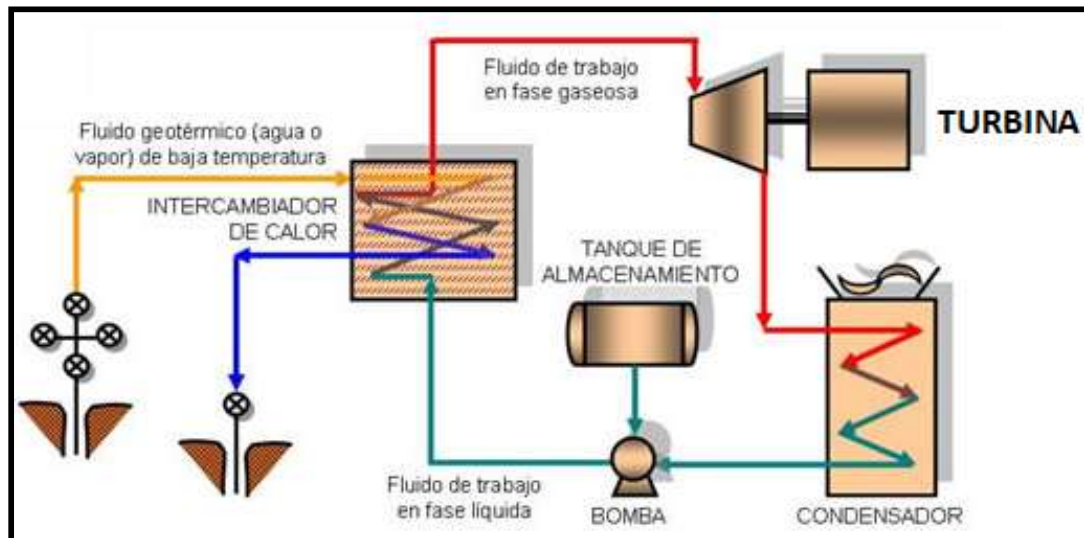
En la turbina de extracción/condensación, una parte del vapor puede extraerse en uno o varios puntos de la turbina antes de la salida al condensador, obteniendo así, vapor de proceso a varias presiones, mientras que el resto del vapor se expande hasta la salida del condensador mostrado en la figura 5.

En las turbinas de condensación, la salida de vapor expandido en la turbina pasa al condensador a una presión, normalmente, inferior a la presión atmosférica.

Estos sistemas se aplican principalmente en aquellas instalaciones en las que la necesidad de energía térmica respecto a la eléctrica es de 4 a 1 o mayor.

Figura 5. Turbina de Vapor a Extracción-Condensación

Fuente: <http://www.revista.unam.mx/vol.8/num12/art91/imagenes/image2c.jpg>



Tiene entre sus principales ventajas y desventajas las siguientes:

Ventajas.

- Capacidad de 500 Kw hasta 100 000 Kw o más
- Eficiencia global del sistema alta (90%)
- Alta seguridad de operación
- Vida útil larga de 25 años

Desventajas

- Tiempo de arranque muy lento
- Tiempo de arranque muy lento.
- Baja relación de energía eléctrica/energía térmica (15%).

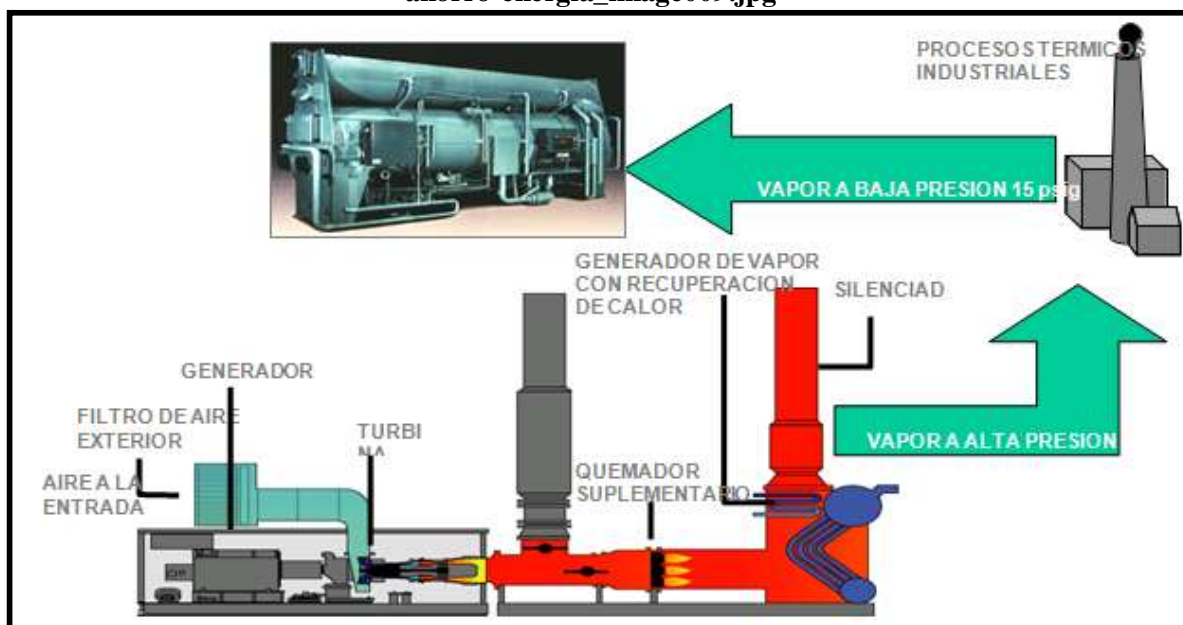
2.1.5.2 Cogeneración con turbina de gas

En este sistema el combustible es quemado en una cámara de combustión, de la cual los gases generados son introducidos a la turbina, para convertirse en energía mecánica, la que

podrá ser transformada en energía eléctrica usando un alternador. Los gases de escape tienen una temperatura que va de 500 a 650°C. Estos gases son relativamente limpios y por lo tanto se pueden aplicar directamente a los procesos de combustión posteriores, ya que tienen un contenido de oxígeno de alrededor del 15% al 16%, y debido a su alta temperatura suelen ser empleados a su vez, para producir otro fluido caliente como vapor, aire, o agua (figura 6).

Figura 6. Cogeneración con turbina de gas

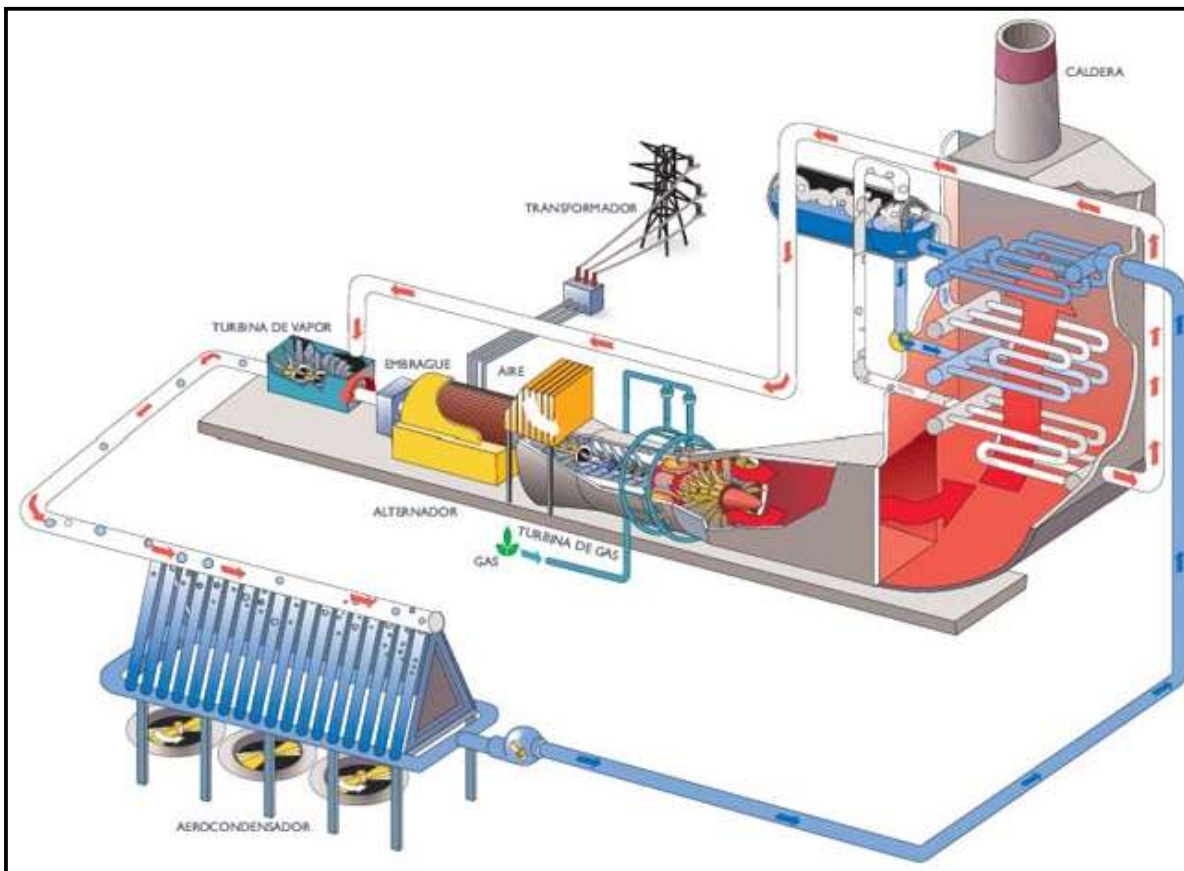
Fuente: http://www.monografias.com/trabajos62/cogeneracion-ahorro-energia/cogeneracion-ahorro-energia_image009.jpg



2.1.5.3 Ciclo combinado

A este sistema se le caracteriza por que emplea una turbina de gas y una turbina de vapor. En este sistema los gases producidos en la combustión de la turbina de gas, se emplean para producir vapor a alta presión a través de una caldera de recuperación, para posteriormente alimentar a la turbina de vapor, sea de contrapresión o extracción-condensación y producir por segunda vez energía eléctrica, utilizando el vapor a la salida de la turbina o de las extracciones directamente en los procesos (Fig.7)

Figura 7. Esquema de Ciclo Combinado
Fuente: www.morataenergia.com/images/esquema.jpg



El ciclo combinado se aplica en procesos donde la razón potencial/calor es alta. La aplicación correcta de cada sistema de cogeneración dependerá principalmente de la relación de energía térmica/eléctrica, del tiempo de operación anual, de los procesos y la variación de la demanda eléctrica, entre otras.

Los sistemas de cogeneración se pueden diseñar para abastecer la totalidad de la demanda térmica, o la demanda eléctrica, o una combinación de las anteriores, con la posibilidad de exportar los excedentes a la red o a otras empresas asociadas.

2.1.5.4 Motores alternativos, MCI.

Este sistema arroja la mayor generación eléctrica por unidad de combustible consumido, alrededor del 34% al 40%, aunque los gases residuales son a baja temperatura 200° a 250°C. Sin embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración alcanza valores similares a los de las turbinas de gas. Con los gases residuales, se puede producir vapor de baja presión (alrededor de 10 a 15 kg/cm²) o agua caliente de 80° C a 100° C. Como se muestra en la figura 8.

Por lo general estos tienen un cilindro – pistón y un mecanismo biela – manivela como componentes esenciales de los motores alternativos. En la cámara de combustión, formada por la culata y el pistón, en las proximidades del punto muerto superior, tiene lugar el proceso de combustión produciéndose a continuación la expansión de los gases que acciona el pistón; el movimiento alternativo del pistón es transformado en movimiento rotativo en el eje por un mecanismo biela–manivela.

2.1.5.4. 1 Clasificación de los motores alternativos, MCI.

Los motores alternativos pueden clasificarse según diversos criterios:

- Según el tipo de encendido:
 - **Motores de Explosión u Otto:** En este tipo de motores se introduce en el cilindro la mezcla carburada de aire y combustible. La compresión se efectúa sobre la mezcla carburada y el encendido tiene lugar por una chispa eléctrica.
 - **Motores Diesel:** La compresión se realiza sobre el aire introducido en el cilindro que se comprime hasta que alcance la temperatura necesaria para que se produzca la autoinflamación de una parte del

combustible inyectado. Una vez iniciada la combustión del combustible inyectado posteriormente se va quemando de acuerdo con la propia ley de inyección.

Los motores Diesel permiten relaciones de compresión más elevadas pero exigen una construcción más robusta que los motores de explosión.

- Por el ciclo de combustión
 - **Motores de Cuatro Tiempos:** son aquellos en los que el ciclo completo de paso del fluido por el motor se produce en dos carreras de ida y en dos de vuelta del pistón. Los cuatro tiempos, suficientemente conocidos son: admisión, compresión (combustión), expansión y escape.
 - **Motores de Dos Tiempos:** en éstos, el ciclo completo tiene lugar en una carrera de ida y otra de vuelta del pistón. La renovación de la carga tiene lugar por barrido en las proximidades del punto muerto inferior.

En los motores de dos tiempos se necesita una bomba de barrido y las características constructivas de los cilindros son más complejas que en el motor de cuatro tiempos. En teoría, un motor de dos tiempos debería tener el doble de potencia que el de cuatro tiempos de la misma cilindrada con igual velocidad de rotación, pero hay que tener en cuenta que a la potencia deberá restarse la empleada en el barrido y que una parte de la carrera se pierde en la renovación de la carga, por tanto, la potencia de un motor de dos tiempos sobre el de cuatro tiempos de la misma cilindrada con igual velocidad de

rotación será como máximo un 60 % mayor dependiendo del tipo de motor. Por último, hay que tener presente que el motor de dos tiempos es más sensible en sus prestaciones a la variación de la carga que el motor de cuatro tiempos.

- Por la presión de admisión del fluido al motor

Pueden ser sobrealimentados o no, en función de la presión a la que entrará la mezcla carburada (explosión) o el aire (Diesel). El objeto de la sobrealimentación es básicamente incrementar la potencia de los motores. En los motores sobrealimentados, el aire una vez comprimido se acostumbra a refrigerar con objeto de posibilitar una mayor elevación de la potencia del motor sin elevar las cargas térmicas.

- Por el número de revoluciones del motor

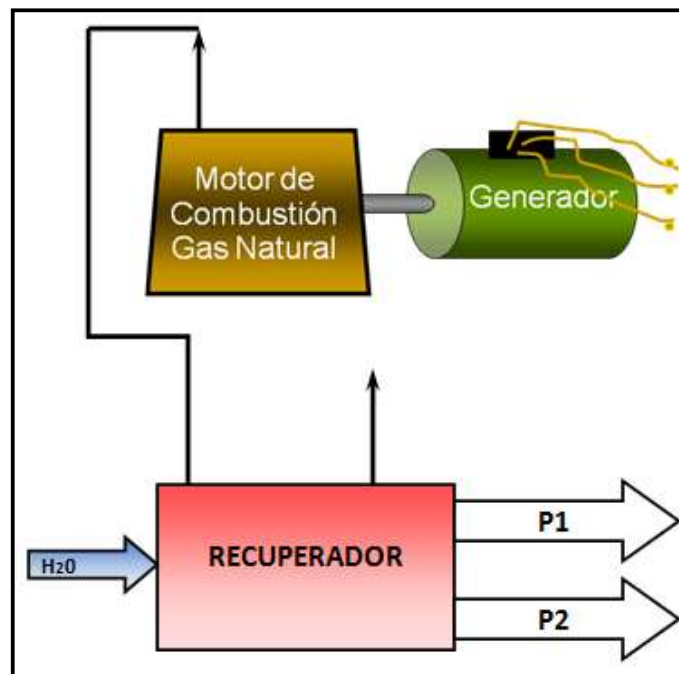
El número de revoluciones, en relación inversa con el diámetro del émbolo, deberá estar ligado al número de horas que ha de trabajar al año. En instalaciones con pocas horas de funcionamiento al año se requerirán motores de unas 1500–3000 rpm, estos motores son sensiblemente más baratos que los de baja velocidad de giro y ocupan poco espacio, pero su vida es corta (20.000 h.). En aquellas instalaciones en que funcionen un gran número de horas, se recomiendan grandes potencias entre 400 y 750 rpm y entre 750 y 1500 rpm para medianas potencias, sus costos son, sin embargo, más elevados y su vida más larga (60.000 h).

2.1.5.4.2 Rendimiento de los motores alternativas, MCI.

El rendimiento global de un motor es función:

- Del rendimiento termodinámico, que aumenta con la relación de compresión, especialmente en los motores de explosión. Aunque para relaciones de compresión iguales, el rendimiento termodinámico de los de explosión es mayor, al permitir los diesel relaciones de compresión más altas, el rendimiento de estos últimos es más elevado.
- De las pérdidas de carga en las válvulas de aspiración y escape, las pérdidas de calor a través de la superficie del motor, el reciclado de una parte de los gases en un ciclo al siguiente y la duración de la combustión. En general, las pérdidas de calor en las paredes del motor son mayores en los motores diesel que los de explosión.
- Del rendimiento mecánico, que es la relación entre el trabajo disponible en el eje y el trabajo desarrollado por el fluido en el interior de los cilindros.

Figura 8. Motores alternativos, MCI.
Fuente: Propia



Entre las principales ventajas y desventajas de los sistemas de cogeneración a base de Motor Alternativo son [9]:

2.1.6 Nuevas tecnologías para la cogeneración

Entre las nuevas tecnologías de cogeneración podemos señalar como más interesante las siguientes: los diversos tipos de pilas de combustibles, los motores Stirling, los ciclos de fluido orgánico, etc. Las cuales muchas de ellas en la actualidad se encuentran en fase experimental y no se ha propiciado su producción en serie, es por esto que para efectos de nuestra investigación solo mencionaremos este tipo de tecnologías.

No obstante, es importante señalar que la inversión requerida según considera Salas [10], para poner un producto como este en el mercado puede ser muy elevada y precisar numerosos años, por lo que la industria debe recuperar esa inversión antes de estar preparada para efectuar el desarrollo de nuevas tecnologías que impliquen otra inversión similar. Igualmente, un usuario no está dispuesto a considerar obsoleto un equipo a no ser que haya obtenido un valor razonable de su uso. Estos aspectos habrá que tenerlos en cuenta a la hora de hacer una previsión de la comercialización futuras de nuevas tecnologías.

2.1.6.1 Pilas de Combustibles

Una pila de combustible es un dispositivo electroquímico que convierte directa y continuamente la energía química contenida en un combustible en energía eléctrica, mediante un proceso isoterma constituido esencialmente por un sistema de electrodos - electrolito.

A diferencia de las pilas convencionales, las pilas de combustibles operan sin descargarse (por lo tanto sin necesidad de recarga), siempre que se le suministre el combustible y el oxidante. Puesto que utiliza directamente la entalpía libre disponible en el combustible a la

temperatura de operación, no están limitadas por el ciclo de Carnot y en consecuencia, el rendimiento de la transformación energética que en ella se lleva a cabo es mayor que el de los sistemas convencionales. Los rendimientos operan en un rango de 35-55%, con máximos puntuales de hasta 80%, lo que pone de manifiesto el interés de esta nueva tecnología y revela su favorable repercusión en el ahorro de energía primaria.

Además de este ahorro de energía, se suman otras ventajas comprobadas, algunas de las cuales se derivan de la utilización en ella del gas natural como combustible. Entre otras podemos citar las siguientes:

- Contaminación ambiental casi nula.
- Costos de operación reducidos.
- Gran flexibilidad de operación.
- Permanencia del alto rendimiento, incluso a cargas parciales.
- Mantenimiento muy reducido.
- Construcción modular, lo que permite unir a su carácter unitario o compacto.

La amplia utilización de esta tecnología supondría una serie de ventajas, que se pueden cifrar en lo siguiente:

- Producción masiva de electricidad, con muy alto rendimiento.
- La distribución de la electricidad, con un menor costo energético y con el consiguiente ahorro para el usuario final. Además al aproximar la producción al punto de consumo (producción situ), añade al mencionado el derivado de la reducción de costos del transporte de energía eléctrica.
- Un calor residual recuperable en instalaciones fijas que pueden usarse para la producción de vapor, para calefacción y/o agua caliente (cogeneración).
- Reducción drástica de la necesidad del sistema para evitar la contaminación, que resulta imprescindible para amortiguar el impacto ambiental de cualquier tecnología que requiera la combustión (CO, SO₂, NO_x)

2.1.6.2. Motores Stirling.

Un motor Stirling es una máquina de combustión externa en la que un fluido de trabajo describe un proceso cíclico, experimentando cíclicamente expansiones y compresiones a diferentes temperaturas. El caudal se controla mediante variaciones de volumen. Aquellas que funcionan según un ciclo abierto, en la que el caudal es controlado por medio de válvulas, reciben el nombre de motores Ericsson, aunque a veces el nombre de Stirling se utiliza indistintamente para ambos tipos.

La principal ventaja del ciclo Stirling respecto al de Carnot estriba en la sustitución de las curvas isoentrópicas por dos curvas isocoras, lo que aumenta enormemente el área del ciclo en un diagrama PV y por consiguiente, para obtener una cierta cantidad de trabajo por ciclo, no es necesario llegar a presiones muy elevadas y grandes volúmenes de barrido como ocurre en un ciclo de Carnot.

En la práctica, el rendimiento térmico relativo en relación con el factor de Carnot llega alcanzar valores de 0.4 respecto al tipo de fluido, hasta muy recientemente el más utilizado ha sido el aire, si bien también se ha empleado el helio y el hidrógeno.

Una de las ventajas más interesantes del motor Stirling es su capacidad de utilizar diferentes tipos de fuentes de calor: así, combustibles tales como derivados de petróleo de baja calidad, combustibles líquidos derivados del carbón, incineradores de residuos sólidos, quemadores de lechos fluido, etc. Otras característica del motor Stirling que lo hacen especialmente adecuado para las aplicaciones de cogeneración es su elevado rendimiento a cargas parciales, sus bajas emisiones y sus características para un buen y rápido arranque y fácil control.

2.1.6.3 Ciclo de Rankine de Fluido Orgánico.

Para la aplicación en instalaciones de cogeneración industriales se han desarrollado máquinas térmicas basadas en el ciclo Rankine de fluido orgánico. Son apropiadas para la

recuperación de calores residuales de procesos a media y baja temperatura, así como de motores Diesel habiéndose alcanzado rendimientos que llegan a valores del 18-20%.

Las máquinas térmicas de ciclo Rankine de fluido orgánico transforman la energía térmica en mecánica mediante la evaporación de un fluido a alta presión y su expansión en una turbina y posterior condensación a baja presión. Básicamente, consiste en un vaporizador que se define para cada aplicación específica, un sistema de control y el sistema de producción de trabajo, integrado por la turbina, la bomba de alimentación, condensador, depósito de condensados, tuberías, valvulería, etc.

Este sistema ofrece notables ventajas, como por ejemplo, la utilización de fluidos no tóxicos e inflamables, la posibilidad de utilizar fuentes de calor residual a baja temperatura, el funcionamiento del sistema por encima de la presión ambiental, lo que evita problemas de diseños y operación, etc. En contrapartida presenta el inconveniente de ser un sistema más complicado y requerir un control con mayor sofisticación.

2.1.7 La cogeneración y el medio ambiente

La cogeneración en general desde el momento en que se supone una interesante faceta del importante tema de utilización racional de la energía representa también, una contribución a la disminución del impacto ambiental en relación a las plantas generadoras de ciclo Rankine y combustibles convencionales.

Si pensamos en el ahorro energético que se traduce en un elevado rendimiento total, desde el punto de vista del primer principio de la termodinámica, inmediatamente reconocemos la presencia de una menor emisión de gases comparando la solución con cogeneración respecto de otra solución de tipos clásicos. A lo que se refiere a un sistema convencional de generación eléctrica, los rendimientos resultan inferiores al disipar gran parte de la energía al medio en forma de calor, estos promedio oscilaban en 1987 alrededor de 34.02% [11].

De acuerdo con el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía(CONAE) [12] , relativo al potencial tecnológico de cogeneración, en promedio, los sistemas de cogeneración requieren aproximadamente 1.5 unidades térmicas por unidad eléctrica producida, mientras que en las centrales termoeléctricas convencionales del servicio público el consumo térmico por unidad eléctrica es alrededor del doble. Ese menor consumo hace que las instalaciones de cogeneración representen una importante disminución del impacto medio ambiental.

Teniendo en cuenta que mayoritariamente las nuevas instalaciones de cogeneración en muchos países se basan en el gas natural como combustible su puesta en operación representa para el medio ambiente un conjunto de ventajas adicionales. Las emisiones de óxidos de azufre y de partículas sólidas serán prácticamente nulas, siendo el valor correspondiente a los óxidos de nitrógeno (NOx) el único agente contaminante a controlar. En las instalaciones que emplean la turbina de gas actualmente, la emisión de NOx suele estar alrededor 150 ppm [13]. Puede en ciertos casos reducirse este efecto con la inyección de agua o vapor en la cámara de combustión.

Adicionalmente a lo anterior, los diferentes fabricantes de este tipo de máquinas están procediendo a rediseñar las cámaras de combustión utilizando probadas técnicas de combustión con bajo NOx, tales como la precombustión, recirculación de los gases de combustión ó la premezcla con aire secundario de dilución. Estas técnicas dan como resultado un relativo bajo pico de temperatura de flama y por tanto, bajas emisiones de NOx.

Las instalaciones de cogeneración que utilizan la post-combustión, como sistema de modulación para la producción puntual de calor que el proceso industrial requiera, pueden reducir, la producción final de NOx. Un quemador en la corriente de aire convenientemente diseñado permite incinerar parte del NOx producido en la turbina, a la vez que eleva la temperatura de los gases que se envían al sistema de recuperación sin formación de nuevo NOx.

Además de lo ya indicado, la puesta en servicio de instalaciones, supone unos niveles globales de contaminación por CO₂ muy inferiores a los habituales en los sistemas convencionales de generación de electricidad, teniendo en cuenta las características específicas de la cogeneración en lo relativo a su bajo régimen térmico.

La cogeneración se revela hoy no solamente como la inversión que permitirá a algunas industrias afrontar el desafío inherente a unos mercados cada día más competitivos, sino también como un sistema idóneo para el uso racional y limpio de la energía.

La vulnerabilidad del sistema de abastecimiento energético de los países, puesta de manifiesto en la crisis actual, será menor fomentando las medidas de ahorro y diversificación. La cogeneración se presenta doblemente adecuada a este respecto por ahorro de energía primaria y porque su implantación supone, en la mayoría de los casos, la sustitución de combustibles derivados del petróleo por gas natural. Es por ello que las alternativas de la diversificación industrial lo constituyen los sistemas de energía total con esquemas tecnológicos integrados para garantizar una alta eficiencia energética. Este es un aporte teórico formulado por el autor.

2.1.8 Aplicaciones recientes de los sistemas de cogeneración

A continuación se muestran los artículos recientes realizados a los sistemas de cogeneración y la tecnología del Pinch Point.

2.1.8.1 Análisis termodinámico de una planta "*in-situ*" de la cogeneración [17]

Este artículo presenta análisis termodinámico y modelado de una planta de cogeneración en un hospital local, posee dos motores de combustión interna a gas de encendido turbocargados, de 1.9 MW. El calor se recupera del extractor de agua, de los refrigeradores de carga de entrada.

El análisis del volumen del control fue seguido para modelar la planta de cogeneración y para predecir los flujos de energía y la parametrización para la optimización del sistema. La operación del motor fue simulada por dos métodos: Uno por el ciclo variable Otto y el otro obteniendo por las curvas características del motor empírico. Los resultados simulados fueron comparados con la operación de planta real. Este artículo proporciona detalles del modelo, de las medidas, funcionamiento, y del análisis financiero simplificado de la planta de la cogeneración.

2.1.8.2 Análisis exergético del sistema de cogeneración energética basado en distintas zonas de sistemas de energía [18].

Los análisis de la energía y de exergía se investigan para los sistemas de cogeneración en distintas zonas. En los análisis, los métodos del exergía, además del análisis más convencional de la energía, se emplean para evaluar eficacias totales en componentes y para identificar y determinar pérdidas termodinámicas. El análisis de exergía proporciona una comprensión detallada de las características de los sistemas de energía y puede ayudar a mejorar el diseño. Un estudio específico se presenta para resaltar la importancia de los sistemas de energía y para ilustrar cómo el análisis del exergía se puede aplicar eficientemente y ayuda a determinar eficacias del sistema y del componente. Los resultados ayudan a mejorar los sistemas de energía, cogeneración y de las técnicas de la simulación para construir sistemas de energía.

2.1.8.3 Análisis exergético del sistema de cogeneración energética basado en distintos procesos de sistemas de energía [19].

La selección y la integración óptima del sistema para uso general es un paso importante de cualquier estudio de la integración de la energía. Permite determinar una zona de energía basada en los costos de las utilidades, que en la energía como consecuencia, obtenemos la lista final de las corrientes que tienen que ser consideradas para la sintetizar las redes del

intercambiador de calor. La técnica propuesta para calcular la integración óptima es utilizando el análisis de la tecnología del “Pinch point” y técnicas matemáticas. Para analizar los resultados numéricos obtenidos por la optimización, se propone una nueva definición de las curvas compuestas (las curvas compuestas integradas) que permitan evaluar la integración del sistema para uso general, incluyendo los aspectos combinados del calor y de la energía. La nueva representación se ilustra en ejemplos industriales. Los usos demuestran que es una herramienta de gran alcance, esta apunta a sistemas de uso general complejos y para mejorar su integración en un punto determinado del sistema industrial.

2.1.8.4 Análisis Pinch de los sistemas de la evaporación [20].

Los sistemas de la evaporación son procesos de separación usados extensamente en industrias químicas. Algunas pautas se pueden encontrar en la literatura para la integración de proceso de evaporadores múltiples. En las metodologías publicadas algunos aspectos se descuidan como el efecto de la presión en el calor latente del agua, el calor sensible de corrientes líquidas, el calor de mezclarse, los efectos configuración y la inclusión de accesorios. En este artículo fue desarrollada una nueva representación gráfica para la integración de los evaporadores múltiples, usando características físicas rigurosas. En esta investigación se muestra un modelo para la optimización de corrientes, desarrollado usando los conceptos del análisis del Pinch point. En este caso fue optimizada una planta cristalina de la glucosa usando esta nueva metodología. La optimización de las corrientes muestran como resultado un consumo del vapor 16% menos que en un estudio anterior. De energía y de costes de capital, se demuestra que el evaporador integrado muestra un costo total del 14% más pequeño que la configuración no-integrada. Basado en esto se muestra la importancia de la tecnología Pinch en los procesos de optimización energética ayudando así a mejorar la economía de las industrias y la disminución de la contaminación ambiental.

2.2 Marco teórico

2.2.1 Diagrama de pareto:

Los diagramas de Pareto son gráficos especializados de barras que presentan la información en orden descendente, desde la categoría mayor a la más pequeña en unidades y en porcentaje. Los porcentajes agregados de cada barra se conectan por una línea para mostrar la adición incremental de cada categoría respecto al total.

El diagrama de Pareto es muy útil para aplicar la ley de Pareto o ley 80 – 20 que identifica el 20% de las causas que provoca el 80% de los efectos de cualquier fenómeno estudiado.

Utilidad:

- ✓ Identificar y concentrar los esfuerzos en los puntos clave de un problema o fenómeno como puede ser: los mayores consumidores de energía de la fábrica, las mayores pérdidas energéticas de la fábrica o los mayores costos energéticos de la fábrica.

- ✓ Predecir la efectividad de una mejora al conocer la influencia de la disminución de un efecto al reducir la barra de la causa principal que lo produce.

2.2.2 Tecnología Pinch

Para cualquiera proceso dado de optimización de energía se envuelven cuatro estrategias principales. Según reporta Linnhoff:

- “Minimizar las pérdidas debidas al vapor”.
- Mejorar la recuperación de calor.
- Reducción de los costos de la energía.
- “Mejoramiento de la operación y de la producción”[15].

La integración de procesos se ha desarrollado como un área relativamente nueva dentro de la metodología para el diseño de procesos en ingeniería. Hoy día, las principales líneas de investigación para el diseño integrado de procesos tienen como base el tratamiento termodinámico (en el cual se encuentra el análisis Pinch), siendo este último el que mayor aplicación industrial ha tenido para la integración de sistemas y optimización energética de procesos industriales en las últimas décadas. A continuación se detalla toda la metodología Pinch con sus herramientas para el análisis de procesos.

2.2.2.1 Historia de la tecnología

La tecnología como tal se introdujo a mediados de los 80's. Basado en los trabajos realizados por Huang y Elshout, quienes introducen en ese entonces la aplicación de las curvas entre un fluido caliente y frío en 1976. Una metodología como tal fue presentada por Umeda, Itoh y Shiroko en 1978.

La aplicación inicial rindió resultados excelentes, con reducción de consumos del orden 15-25% en el plano económico y dependiendo del tipo de proceso. A principio de los 90's, se retoma la tecnología entre ellos, Linnhoff, como una herramienta valiosa y necesaria. Hoy día la tecnología Pinch ha madurado y se aplica con buenos resultados en proyectos mundiales. La aplicación de esta tecnología esta expandida a lo largo de un amplio rango de procesos industriales, entre los cuales se destacan: químico, textil, papel, entre otros.

2.2.2.2 Fundamentos científico técnicos

La tecnología Pinch se basa en los principios de la Termodinámica, en la cual se representan los fluidos de proceso mediante graficas. La utilidad de éstas es determinar la cantidad mínima de energía para satisfacer los requisitos de un proceso específico, según Linnhoff [15].

De acuerdo con la Primera Ley de la Termodinámica (esto es, un balance de entalpía), se pueden cuantificar los requerimientos de calor de los procesos en estudio. De esta forma se pueden trazar objetivos con el fin de encontrar ahorros sustanciales en los procesos. Así de esta forma la demanda restante se satisface con los servicios, es decir, con los recursos de calor. De modo semejante, el exceso de calor disponible proveniente de los flujos calientes se satisface con la unidad de frío.

La Segunda Ley señala que está limitado por las fuerzas de empuje disponibles para la transferencia de calor. La función entalpía no permite saber acerca de las fuerzas de empuje. Es necesario representar el problema de modo tal que éstas sean visibles, al igual que el balance de entalpía.

2.2.2.3 Metodología utilizada

La metodología utilizada en la investigación es la de los balances másicos y calóricos, con ayuda de diagramas de flujo.

Se parte de la obtención de datos de procesos, de temperatura tanto de la corriente caliente como fría, de la determinación de la entalpía de cada fluido y se procede a graficar T vs. S. Donde se representa tanto el calor suministrado al proceso, como el calor rechazado de este. De esta forma se puede pasar a la determinación de los objetivos trazado mediante la determinación del diferencial mínimo de temperatura, también llamado punto Pinch. Una vez conocido el punto Pinch: Se puede pasar a diagnosticar y pronosticar el comportamiento energético del sistema estudiado a partir de los cambios de datos de entrada.

2.2.2.4 Construcción de las curvas (T vs. S).

La técnica emplea la representación gráfica de Temperatura contra Entropía, caracterizando los fluidos calientes y fríos disponibles para la transferencia de calor. Se construye un juego de curvas en la que se muestra el flujo de energía dentro de una unidad de proceso.

Según el análisis, se debe partir de los datos de procesos. Este envuelve la identificación de los fluidos calientes obtenidos los perfiles de disponibilidad de calor en el proceso y así la demanda de calor exigido por el fluido frío.

Después de haber identificado estos fluidos se procede a la extracción de datos apropiados de temperatura y entalpía, para proceder a graficar T vs H.

Proporcionan información como:

- Recuperación máxima de calor en proceso.
- Requisitos de calor en el proceso.
- Requisito de frío en el proceso.

La tecnología Pinch nos da tres reglas que no se deben violar para alcanzar el mínimo de energía en un proceso:

- El calor no debe ser transferido alrededor del punto Pinch.
- No debe haber mucho rechazo de frío en la parte superior del punto Pinch.
- No debe haber mucho calor de rechazo debajo del punto Pinch.

Violar cualquiera de estas reglas, llevará al cruce de los fluidos, resultando un incremento de energía más allá de los objetivos.

2.2.2.5 Gran curva compuesta (GCC).

La gran curva compuesta se construye a partir del balance de calor entre las corrientes del proceso en diferentes intervalos de temperatura. Se considera que el calor puede aprovecharse internamente al fluir en cascada de un intervalo con exceso de calor (balance de entalpía positivo) a otro intervalo con necesidades de calor (balance de entalpía negativo) a temperatura inferior.

Hay que notar que el cálculo de los balances dentro de cada intervalo supone la transferencia de calor con un gradiente cero, es decir, el balance de calor no considera el gradiente de temperatura entre la fuente y el receptor. Sin embargo, existe una necesidad práctica de tener un gradiente de temperatura diferente de cero para la transferencia de calor.

La gran curva compuesta es una herramienta que sirve para identificar no únicamente la cantidad de energía que requiere el proceso sino para identificar también los niveles de energía en que se necesita el calor, servicios y su nivel de temperatura (calidad) para evitar su degradación prematura al utilizar gradientes de temperaturas excesivos en fluidos del proceso.

La construcción de las GCC se resume en tres pasos:

- 1) Construir las curvas compuestas
- 2) Transportarlas verticalmente para asegurar que no se incurrirá en futuras violaciones del DT_{\min}
- 3) Sustraer horizontalmente las CC transportadas de cada una de las otras para obtener la GCC.

2.2.3 Evaluación económica

2.2.3.1. Recuperación de la inversión.

“El retorno de inversión es un método extensamente empleado que calcula el tiempo que toma recuperar la inversión original, el ingreso del precio neto derivado o el ahorro neto realizado. Sin embargo, no considera el factor importante de tiempo en la evaluación y no incluye ganancias después de que la inversión original se ha recuperado

El método de recuperación determina el número de años requeridos para que el capital invertido sea cubierto por los beneficios resultantes. El número requerido de años recibe el nombre de período de recuperación, de pago o de equilibrio.

EL período de recuperación (PR) generalmente se calcula como sigue:

$$PR = \text{Costo inicial} / (\text{beneficios anuales} - \text{costos anuales}) \quad (2.1)$$

El método del período de recuperación tiene ventajas en cuanto puede suministrar información útil en la evaluación de una inversión. Existen varias situaciones en las cuales el método de recuperación puede ser particularmente apropiado:

- a) Una recuperación rápida puede ser un criterio importante para juzgar una inversión, cuando se dispone de recursos financieros para invertir por sólo un corto período.
- b) El inversionista especulativo que tiene un horizonte de tiempo relativamente limitado, generalmente desea una rápida recuperación de la inversión inicial.

Cuando la vida esperada del activo es altamente incierta, la determinación de la vida de equilibrio, es decir del período de recuperación, es útil en establecer la probabilidad de lograr una inversión conveniente.

2.2.3.2. Valor presente neto

El valor presente neto (VPN) es la diferencia entre los ahorros netos totales durante un período determinado y la inversión neta para el mismo período. A esta diferencia se le conoce como flujo de caja, la cual se evalúa a un valor presente. El VPN del proyecto se calcula conforme a la siguiente expresión.

$$VPN = \sum_{j=0}^n \frac{F_j}{(1+i)^n} \quad (2.2)$$

En donde el flujo de caja se define como:

$$F_j = (S_j + R_j) - (I_j + M_j) \quad (2.3)$$

Se entiende que el VPN resultante debe ser superior a cero. Si el valor presente neto de la opción de inversión es positivo, significan que el total del ingreso del precio neto descontado o ahorro es mayor que los desembolsos de capital, entonces el proyecto tendrá un impacto positivo en las ganancias de la compañía.

2.2.3.3 La tasa interna de retorno

La tasa interna de retorno (TIR) es un método derivado del método de valor presente neto, con el cual, la tasa de descuento varía hasta que el ingreso del precio neto o el ahorro sea igual a la inversión y el valor presente del precio neto se vuelve cero. Si la tasa de descuento resultante es mayor que el costo de capital o la tasa barrera, entonces el proyecto aumentará la rentabilidad del negocio. Este método es un proceso complejo de repetición que normalmente requiere el uso de una computadora. Sin embargo, éste método permite la comparación de casi cada tipo de opción de inversión, que significa que todas las opciones de la inversión pueden ser ordenadas por su tasa interna de retorno, empezando con el proyecto que de el valor más alto.

La TIR se calcula con la siguiente expresión:

$$0 = \sum_{j=0}^n \frac{F_j}{(1+TIR)^n} \quad (2.4)$$

Cuando esta tasa sea superior al interés comercial que puede obtenerse en el mercado, el proyecto de cogeneración será recomendable.

El valor de la TIR generalmente se calcula por un proceso de aproximaciones sucesivas, hasta encontrar el valor que iguala los ahorros con los egresos a valor presente.

2.2.3.4 Relación Beneficio/costo

La relación beneficio/costo es una medida de los beneficios que se obtienen con respecto a los costos que se tienen que realizar. Esta relación debe ser superior a la unidad para que la inversión arroje beneficios netos.

$$RELACION = \frac{VPNB}{VPNC} \quad (2.5)$$

El valor presente neto de los beneficios se calcula con la siguiente ecuación:

$$VPNB = \sum_{j=0}^n \frac{S_j + R_j}{(1+i)^n} \quad (2.6)$$

El valor presente neto de los costos se evalúa como sigue

$$VPNC = \sum_{j=0}^n \frac{I_j + M_j}{(1+i)^n} \quad (2.7)$$

Los análisis económicos están sujetos a otros factores como son los impuestos, inflación e incertidumbre de la inversión, que complican los mismos. Se debe tener además en cuenta que se deberán efectuar algunas acciones, particularmente requerimientos legales como lo es el control de la contaminación, independientemente de la utilidad esperada del proyecto” [16].

3 CARACTERIZACION ENERGETICA DEL SISTEMA

3.1 Estudio de los procesos en la industria

3.1.1 Descripción del proceso en la industria láctea

3.1.1.1 Producción de leche consumo

Las leches destinadas al consumo humano existentes actualmente pueden clasificarse en dos categorías:

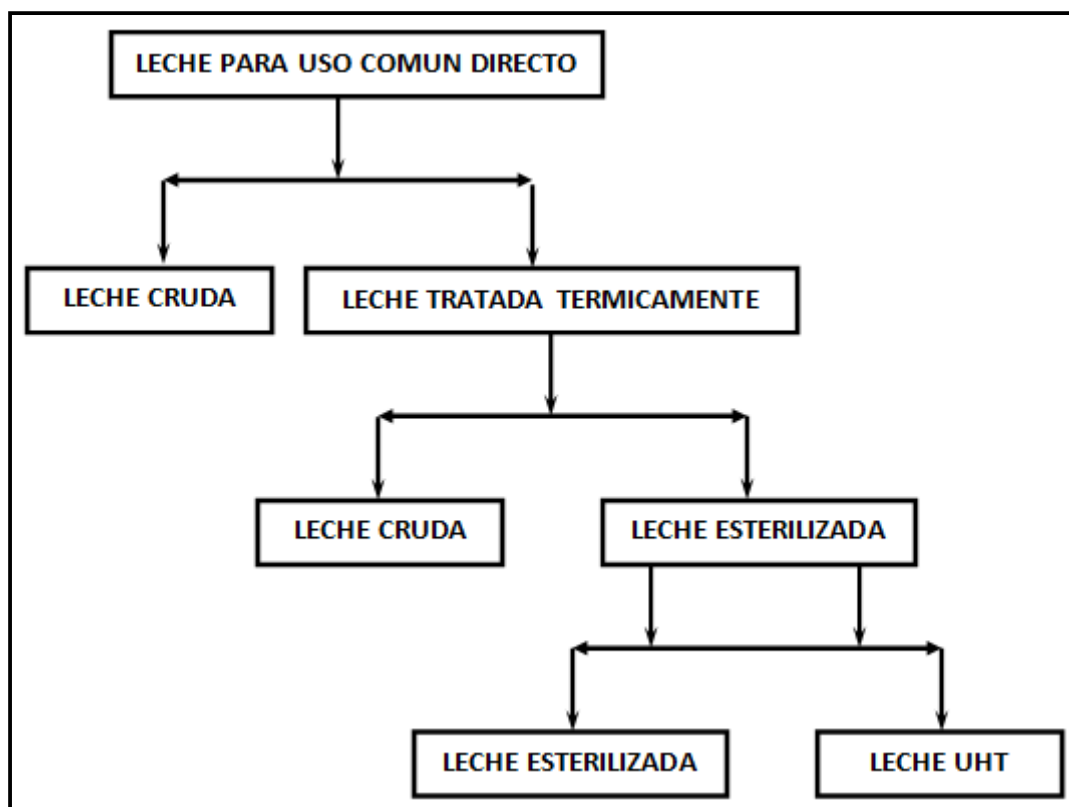
- Leche cruda: La leche cruda, sin transformación alguna, se consume como producto natural desde hace muchos años y en muchos países sigue siendo una forma muy frecuente de consumo de leche.
- Leche tratada térmicamente (pasterizada o esterilizada). La gran facilidad de la leche para sufrir un rápido deterioro y contaminaciones de todo tipo, hace necesario someter la leche a un determinado tratamiento que permita aumentar el tiempo de conservación y eliminar posibles contaminaciones antes de ser consumida. En muchos países este tratamiento viene exigido por la legislación.

Aunque en algunas zonas del Mediterráneo es práctica habitual la venta de leche cruda, siendo sometida a un tratamiento térmico directamente en los hogares antes de su consumo, la mayor parte de la leche de consumo directo puesta en el mercado corresponde a la leche tratada térmicamente en el establecimiento industrial.

Por su mayor representatividad y complejidad desde el punto de vista medioambiental se describe a continuación el proceso productivo de este último tipo de leche. En la figura 9 se muestra la clasificación de los productos de consumo.

Figura 9. Clasificación de los equipos de consumo directo

Fuente: Propia



3.1.1.2 Descripción general del proceso productivo de la leche tratada térmicamente.

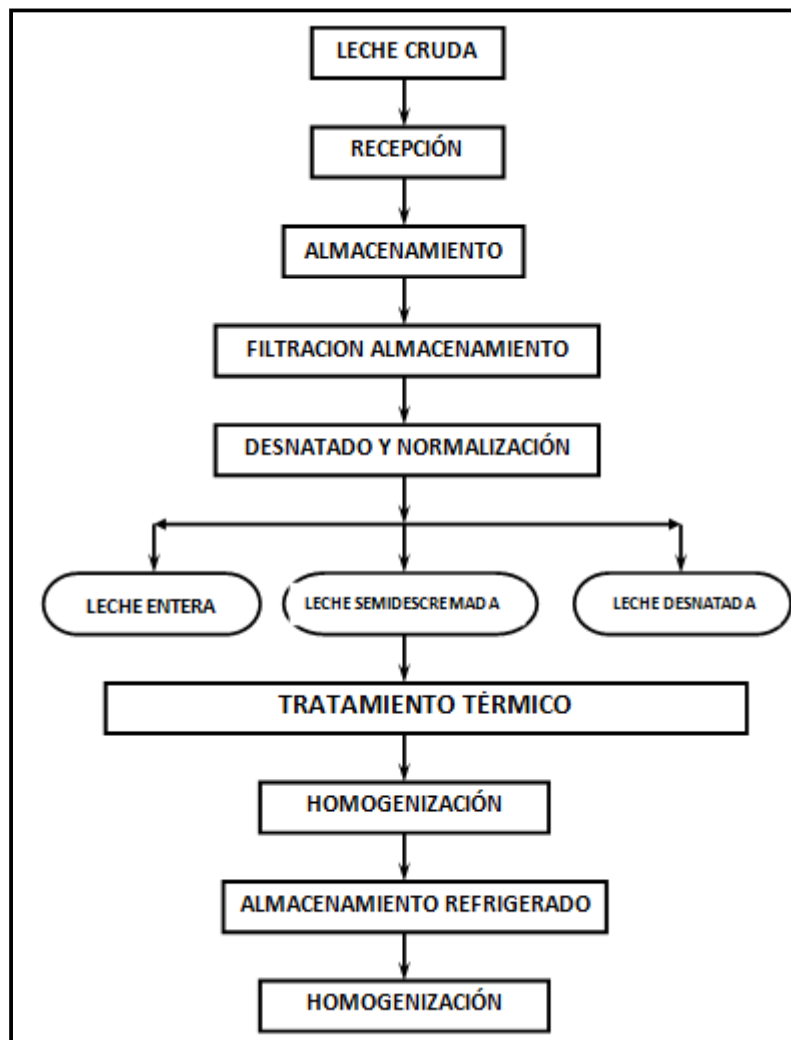
El proceso general de obtención de leche tratada térmicamente se puede resumir como sigue.

Una vez recibida, la leche se almacena temporalmente en tanques refrigerados hasta su entrada en proceso. A continuación, la leche se filtra para eliminar los sólidos extraños visibles y se clarifica para eliminar la suciedad y coágulos de proteína.

Posteriormente, se procede a un desnatado para separar la nata de la leche y se realiza la normalización para ajustar el contenido graso final de la leche. La leche ya normalizada en su contenido graso se somete a una homogeneización para reducir el tamaño de las partículas y distribuir las uniformemente mejorando su emulsión.

Por último, se procede al tratamiento térmico de estabilización microbiológica, que en función de las condiciones de tiempo-temperatura podrá considerarse como pasteurización, esterilización o tratamiento UHT. Tras el tratamiento térmico, la leche se almacena en condiciones refrigeradas hasta su envasado final. En la figura 10 se describe el diagrama de flujo para el procesamiento de la leche tratada térmicamente.

Figura 10. Diagrama de flujo del proceso de elaboración de leche tratada térmicamente
Fuente: Propia



3.1.1.3 Tratamiento Térmico

El propósito del tratamiento térmico es la destrucción casi completa de los microorganismos que hay contenidos en la leche. Un efecto adicional es la inactivación en mayor o menor grado de los enzimas lácteos.

En función de las características del binomio temperatura-tiempo utilizado en el tratamiento térmico podemos distinguir:

- Pasterización. Es un tratamiento térmico capaz de destruir el agente de transmisión de la tuberculosis, con unos valores de tiempo y temperatura que oscilan entre 15-30 segundos a 72-85 °C. La pasteurización no garantiza la destrucción de todos los gérmenes de la leche por lo que para su conservación debe mantenerse refrigerada hasta su consumo.
- Esterilización. Dentro de la esterilización nos encontramos:
 - La esterilización propiamente dicha, que es un tratamiento térmico capaz de destruir todos los microorganismos patógenos e inactivar las enzimas. Se realiza entre 100 y 120 °C durante 20 minutos.
 - El tratamiento UHT o esterilización a temperaturas ultra-altas, que se basa en la aplicación de una temperatura muy elevada (135-150 °C) durante un tiempo muy corto (2,5 segundos), logrando un efecto germicida muy elevado.

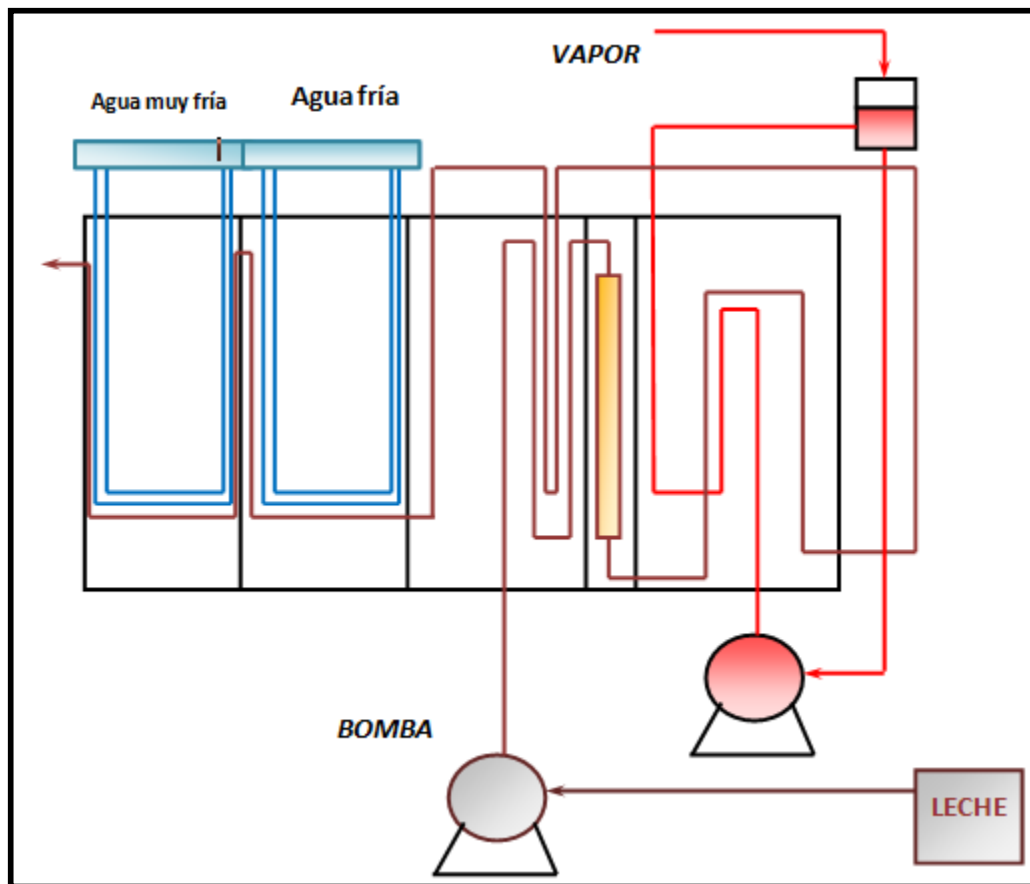
Después de un tratamiento de esterilización la leche (*Sistemas de calentamiento indirecto*) puede conservarse a temperatura ambiente tras un largo período de tiempo, siempre y cuando se realice un envasado aséptico. Estos tratamientos se emplean fundamentalmente para fabricar leches de consumo de larga conservación y leches aromatizadas.

3.1.1.3.1 Sistemas de calentamiento indirecto.

En el calentamiento indirecto, la transferencia de calor se produce a través de una superficie de intercambio, con lo que el fluido que se encuentra a temperatura elevada (vapor de agua, agua caliente o agua sobrecalentada) no llega a entrar en contacto con la leche. Estos procesos se llevan a cabo en cambiadores de placas, tubulares o en combinaciones de éstos como se muestra en la figura 11.

Figura 11. Tratamiento térmico de esterización de la leche.

Fuente: UNEP



Este sistema de calentamiento tiene la ventaja de una elevada recuperación de calor (80-90%). Como inconvenientes cabe destacar la posibilidad de dañar el producto debido a sobrecalentamientos y la dificultad de las limpiezas debido a los depósitos en los

intercambiadores. Por lo general, para la pasteurización y esterilización se utilizan sistemas de calentamiento indirecto, mientras que para tratamiento UHT pueden emplearse sistemas directos o indirectos.

En los sistemas de calentamiento directos se hace pasar la leche por un evaporador a vacío para eliminar el agua añadida durante el tratamiento térmico directo con vapor de agua. El vapor desprendido es condensado, por lo que en caso de verterse se considera como una corriente residual.

3.1.1.4 Operaciones auxiliares en la industria láctea

En este apartado se describen las operaciones auxiliares comunes a todos los procesos de la industria láctea.

3.1.1.4.1 Generación de vapor

Las necesidades de calor en las empresas lácteas se cubren en su mayor parte utilizando vapor de agua o agua caliente en función de las necesidades de la operación y del proceso.

El vapor se produce en calderas de vapor y posteriormente se distribuye a través de tuberías a los distintos puntos de utilización en la empresa.

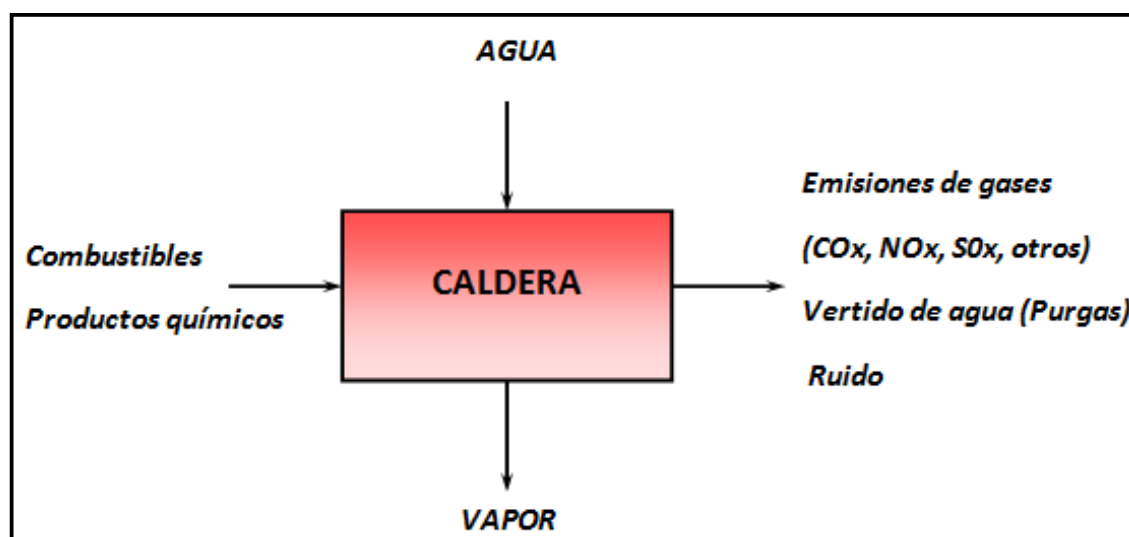
Este sistema requiere de una instalación complementaria de tuberías donde pueden producirse pérdidas importantes de calor, por lo que deben contar con el aislamiento térmico adecuado para evitar estas pérdidas.

El agua empleada en la alimentación de las calderas no requiere condiciones higiénicas especiales, pero es necesario que el contenido en carbonatos y sulfatos sea bajo. Si no es así se produce la formación de incrustaciones de sales en las calderas y tuberías de

distribución, dificultando el intercambio de calor. Por ello se utilizan frecuentemente productos químicos para evitar las incrustaciones y las deposiciones de sales.

Los condensados que se producen como consecuencia de la condensación del vapor en su distribución pueden reutilizarse como alimentación de las calderas o como agua caliente en el proceso, con lo que se consigue un ahorro en el consumo de agua.

Figura 12. Generación de vapor
Fuente: UNEP



Los procesos de combustión están asociados a la emisión de gases a la atmósfera composición y cantidad variará principalmente en función del tipo de combustible empleado condiciones de funcionamiento de la caldera. En la combustión de fueloil (es el combustible empleado en la industria láctea) se produce la emisión de dióxido de carbono (CO azufre (SO₂) y óxidos de nitrógeno (NO_x) principalmente. Según el funcionamiento pueden producirse inquemados, dando lugar a la emisión de partículas sólidas como se muestra en la figura 12.

El consumo de agua puede optimizarse evitando las posibles fugas en los equipos y conducciones y reutilizando los condensados que se generan en la alimentación de la caldera.

La generación de residuos de envases de productos químicos es significativa, ya que estos envases son residuos peligrosos que deberán gestionarse adecuadamente

3.1.1.4.2 Generación de frío

En las empresas lácteas se produce frío principalmente con dos fines: para la refrigeración de locales o cámaras o para la refrigeración de líquidos.

Los equipos frigoríficos más empleados en la industria láctea son las máquinas frigoríficas de compresión, utilizando como agente refrigerante amoníaco u otras sustancias como los compuestos basados en los clorofluorocarbonados (CFC). Este agente refrigerante puede emplearse directamente en el enfriamiento de las cámaras o productos o bien puede emplearse para enfriar un segundo fluido refrigerante como se muestra en la figura 13 (generalmente salmuera o agua glicolada) que será el que realice la función de refrigeración (sistema de refrigeración indirecto).

Figura 13. Generación de frío

Fuente: UNEP



El consumo de energía eléctrica y agua para la generación de frío son los principales aspectos medioambientales generados en esta operación.

Por otra parte puede producirse la emisión de gases refrigerantes como consecuencia de fugas en los circuitos frigoríficos.

En el caso de la utilización de CFC (prohibidos en muchos países), es recomendable su sustitución por otros fluidos refrigerantes dada su contribución a la destrucción de la capa de ozono.

3.1.1.1.5 Consumo de energía

El uso de la energía es fundamental para asegurar el mantenimiento de la calidad de los productos lácteos, especialmente en los tratamientos térmicos, en las operaciones de refrigeración y en el almacenamiento del producto. En la tabla 5 se muestran los usos más frecuentes de energía en la industria láctea.

Tabla 5. Usos más frecuentes de energía en las empresas lácteas

Fuente: UNEP

ENERGIA	USO MAS FRECUENTES	EQUIPOS
<i>TERMICA</i>	Generación de vapor y agua caliente, limpiezas.	Pasteurizadores, esterilizadores, sistemas de limpieza CIP
<i>ELECTRICA</i>	Refrigeración, iluminación, ventilación y funcionamiento de equipos	Equipos de funcionamiento eléctrico (bombas, agitadores, ect.)

El consumo de energía total de una empresa láctea se reparte aproximadamente entre un 80% de energía térmica obtenida de la combustión de combustibles fósiles (fueloil, gas, etc.) y un 20% de energía eléctrica como se muestra en la tabla 6.

Tabla 6. Valoración cualitativa del consumo de energía en la industria Láctea

Fuente: UNEP

PROCESO PRODUCTIVO	NIVEL DE CONSUMO	OPERACIONES CON MAYOR CONSUMO DE ENERGÍA	OBSERVACIONES
<i>Leche</i>	Alto	Filtración/clarificación, desnatado/normalización, tratamiento térmico, homogenización, envasado	Principalmente consumo de energía térmica en el tratamiento térmico de la leche
<i>Nata y mantequilla</i>	Medio	Pasterización, desodorización, maduración, batido, embasado	Principalmente consumo de energía eléctrica del funcionamiento de equipos
<i>Yogurt</i>	Bajo	Incubación, envasado	Principalmente consumo de energía eléctrica y térmica debido a los requerimientos de la etapa de incubación.
<i>Queso</i>	Medio	Coagulación, corte, moldeo, secado, maduración, prensado	
<i>Operaciones auxiliares</i>	Alto	Limpieza y desinfección, refrigeración	En las operaciones de limpieza se consume principalmente energía térmica mientras que en la refrigeración el consumo de energía eléctrica es mayor.

Las operaciones con un mayor consumo de energía térmica como la esterización/esterilización de la leche y las limpiezas CIP pueden llegar a consumir el 80% del total de energía térmica de la instalación. La utilización de sistemas con menor consumo de energía y la adopción de medidas de ahorro energético pueden contribuir a reducir de forma importante los consumos totales.

En cuanto al consumo de energía eléctrica, la refrigeración puede suponer un 30-40 % del total del consumo de la instalación (López y Hernández, 1995). Otros servicios como la ventilación, iluminación o de generación de aire comprimido tienen también un consumo elevado.

En la tabla 7 se muestran valores medios del consumo de energía en algunas industrias lácteas.

Tabla 7. Consumos específicos de energía para varios productos lácteos

Fuente: UNEP

PRODUCTO	CONSUMO DE ENERGÍA (KWh/L PRODUCTO)		
	<i>Eléctrico</i>	<i>Fuel</i>	<i>Total</i>
<i>Leche de consumo</i>	0.05	0.12	0.17
<i>Queso</i>	0.21	1.20	1.41
<i>Mantequilla</i>	0.19	0.98	1.17

Al igual que en el caso del consumo de agua, el consumo energético depende del tipo de producto elaborado y de otros factores como la edad y tamaño de la instalación, el grado de automatización, la tecnología empleada, el manejo de la limpieza, el diseño de la instalación, las medidas de ahorro implantadas o la realización en la propia instalación de otras operaciones como la concentración del lacto suero. En la tabla 8 se muestran los consumos de energía en función de las características de la planta.

Tabla 8. Consumos de energía en función de las características de la planta

Fuente: UNEP

PLANTA DE ELABORACIÓN DE LECHE	CONSUMO TOTAL DE ENERGÍA KWh/L leche procesada
Planta moderna con pasteurizador de alta eficiencia y caldera moderna	0.09
Planta moderna usando agua caliente para el proceso	0.13
Planta antigua usando vapor de agua	0.27
Rango común de la mayoría de las plantas	0.14 - 0.33

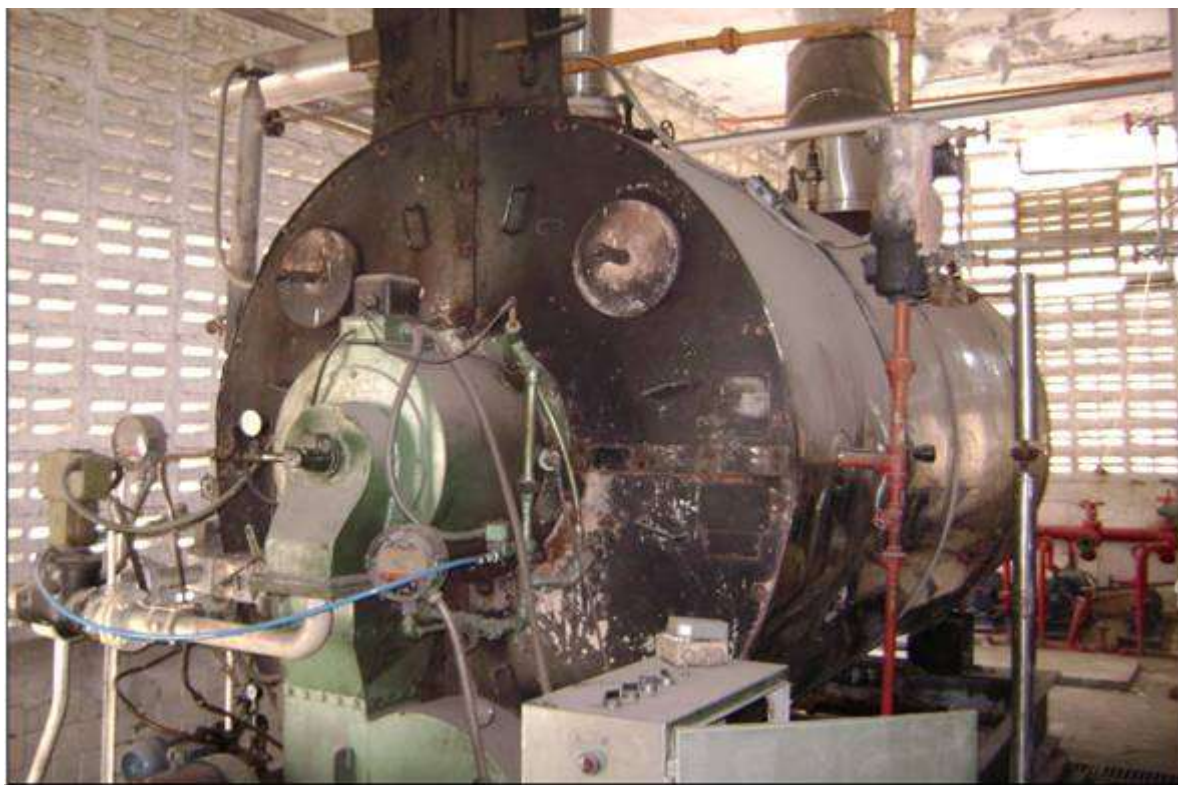
Un consumo inadecuado de energía supone la reducción de recursos naturales limitados, como son los combustibles fósiles y el aumento de la contaminación atmosférica debido a la emisión de gases producidos en la generación de energía. La emisión de estos gases contribuye al efecto invernadero.

3.2 Caracterización de máquinas y equipos

3.2.1 Equipos y generación actual

Para la validación del modelo tomamos como industria modelo COOLECHERA, actualmente la industria Láctea cuenta para la generación de vapor en su área de servicios de cuatro equipos generadores de vapor; donde el vapor producido es necesario en sus procesos de producción. En la figura 14 se muestra una de las calderas utilizadas actualmente en la generación de vapor.

Figura 14. Caldera actual utilizada para la generación de vapor.
Fuente: Coolechera. Cooperativa de productores de leche de la costa



Las especificaciones de los equipos y demás características fueron tomadas del manual del fabricante (COLMAQUINAS).

Tabla 9. Condiciones y parámetros de los dos tipos de Calderas en esta Industria

Fuente: Coolechera. Cooperativa de productores de leche de la costa

CARASTERISTICAS				
Capacidad (BHP)	150	300	400	600
Superficie de calentamiento (ft ²) lado fuego	750	1500	2000	3000
Btu/hr * 1000	5,021	10,04	13,39	20,09
Liberación térmica (Btu/ft ³ *hr)*1000	148	145	143	139
Libras de vapor / hora a 212°F	5,175	10,35	13,8	20,7
Consumo de Gas Natural (1000Btu/ft ³)(ft ³ /hr)	6,276	12,552	16,736	25,104
Peso neto de caldera a 150 psi (lb)	17,835	27,6	34,118	47,154
Peso de la caldera a nivel normal de agua (lb)	27,837	44,95	56,378	79,234
Contenido del agua a nivel normal (gal)	1,199	2,0484	2,668	3,907

En esta tabla 9 se vieron características muy importantes para conocer la cantidad de generación de vapor por equipo y la relación vapor generado consumo de gas natural.

Presión del Vapor (Psig):100

Temperatura de Agua de alimentación (°C): 57

Temperatura de retorno del condensado (°C): 88

Porcentaje de retorno del condensado (%): 45

Con la tabla anterior se puede concluir que en condiciones normales de funcionamiento y con una eficiencia global 80% por equipo, que 1 m³ de gas natural consumido produce 23.28 Lb de vapor. La eficiencia de las calderas continuamente son verificadas.

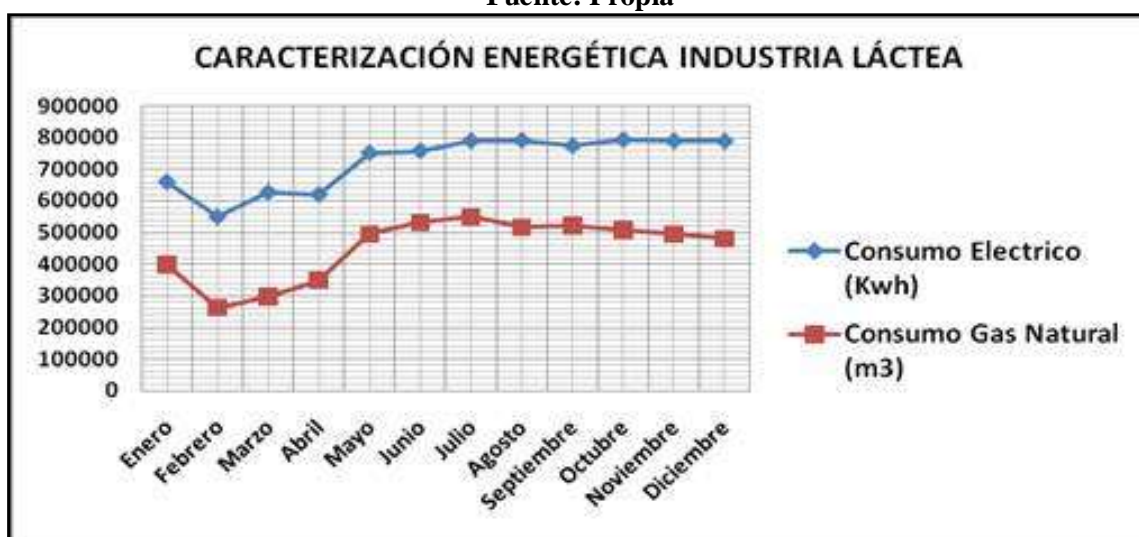
Conociendo la cantidad de gas natural consumido durante un mes se puede saber la cantidad de vapor utilizado en los procesos de producción en la industria.

3.3 Caracterización energética

Para poder realizar la caracterización se realizó una distribución en planta de todos los equipos actuales para poder recopilar toda la información necesaria (ANEXO A). Analizando los principales sistemas y equipos consumidores de energía y sus componentes, determinando eficiencias térmicas y operacionales que impactan el consumo energético buscando con ello el uso eficiente de energía y reducción de costos operacionales.

Para el año de 2006 se obtuvieron unos valores de consumos de energía eléctrica y de gas natural, junto con sus respectivos costos que se registran en la figura 15.

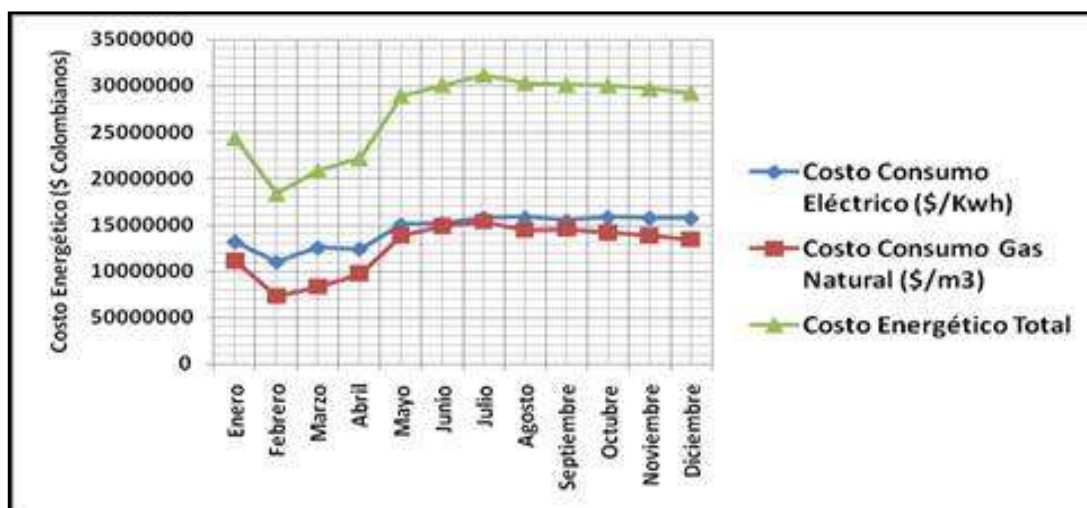
Figura 15. Caracterización energética de la industria Láctea
Fuente: Propia



La figura 15 y 16 nos muestra unos picos máximos en los consumos eléctrico y de Gas Natural con un valor de 792 330 Kwh/mes en el mes de Octubre y de 549041 m³/mes en el mes de Julio, respectivamente. Lo anterior sirve como parámetro al momento de seleccionar el motor, sea continuo o reciprocante, con el fin de no ser superados por la demanda energética.

Figura 16. Relación de costos energéticos por mes.

Fuente: Propia



Energía Empresarial de la Costa, realizó un estudio minucioso en las instalaciones de la industria láctea arrojando la tabla 10 correspondiente a la caracterización energética de la misma, en el período comprendido entre 12 de Diciembre de 2007 hasta el 14 de marzo de 2008:

Tabla 10. Caracterización energética distribuida de la industria Láctea.

Fuente: Propia

Sistema	Consumo (Kwh/mes)	% participación
Equipos de Procesos	289123	39,7
Refrigeración	256203	35,2
Aire Acondicionado	106014	14,6
Iluminación	38113	5,2
Bombeo de Agua	20885	2,9
Aire Comprimido	17302	2,4
Total	727641	100

Se nota claramente como el consumo eléctrico muestra una tendencia a los equipos de proceso y refrigeración (siendo un 74.9% del consumo total), lo que nos indica las dos zonas donde más se debe centrar la atención al momento de suministrar el fluido eléctrico por parte del sistema de cogeneración. Algunos resultados se observan en el anexo B.

3.3.1 Consumo Eléctrico

A partir de la caracterización energética realizada por la firma “Energía empresarial de la Costa” se obtuvieron datos de consumo eléctricos de todas las áreas con una media aritmética de 727641 KWh/mes tabla 10.

De acuerdo, con los datos de la figura 16 la media aritmética resulta ser $\bar{X} = 723771 \frac{KWh}{mes}$, y una desviación estándar 72466 KWh/mes. Lo anterior nos dice que los datos de la caracterización de energía eléctrica realizada por “Energía Empresarial de la Costa” es prácticamente igual a la realizada en este documento por tener valores de media aritmética muy cerca.

Remitiéndonos de nuevo a la figura 16 notamos que en el mes de Octubre se da la máxima demanda de energía eléctrica con un valor de 792330 KWh/mes. Este valor servirá como parámetro para la selección de la unidad motriz a utilizar.

$$792330 \frac{KWh}{mes} \cdot \frac{1mes}{30dias} \cdot \frac{1dia}{24horas} = 1100.458KW$$

3.3.2 Consumo térmico (Vapor)

La demanda de vapor en cada uno de los procesos se divide en dos principales; una a presión de 3 bares con un flujo másico de 2585 Kg/hr y otra a 7 bares y 425 Kg/hr, resultando en la siguiente cantidad de calor necesaria para generar el vapor del proceso:

$$Q_{total} = Q_{@3bar} + Q_{@7bar} + Q_{aislamien\emptyset} \quad (3.1)$$

Procedemos a calcular el calor de aislamiento de la siguiente manera:

Determinamos el coeficiente de calor por convección que se produce:

$$Q_{aislamien\emptyset} = hA\Delta T \quad (3.2)$$

Se hace necesario calcular el número de Grashof para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección libre,

$$Grd = \frac{\beta \cdot \Delta T \cdot g \cdot D^3}{\nu^2} \quad (3.3)$$

El área de transferencia se calcula para un cilindro de acuerdo a la siguiente expresión, asumiendo el diámetro de la coraza y su longitud.

$$A_{turbina} = \pi D_{carcasa} L = \pi \cdot (0.957)(3) = 9.0151 m^2 \quad (3.4)$$

La temperatura del aire en la frontera:

$$T_f = \frac{T_{carcaz} + T_{amb}}{2} = \frac{(80 + 25)^\circ C}{2} = 52.5^\circ C = 325.65 K \quad (3.5)$$

El número de prandtl para el aire es casi invariable para las condiciones bajo estudio y tiene un valor de,

$$p_r = 0.71$$

Como la temperatura de la carcasa es de 100 °C y la temperatura ambiente es de 25 °C entonces:

$$\Delta T = T_{carc} - T_{amb} \quad (3.6)$$

$$\Delta T = (373.15 - 298.15)^\circ K = 75^\circ K$$

El coeficiente de expansión volumétrica para un gas ideal se define como,

$$\beta = \frac{1}{T_r} = \frac{1}{353.65^\circ K} = 2.8276 * 10^{-3} (^\circ K)^{-1} \quad (3.7)$$

La viscosidad cinemática, se evalúa a la temperatura promedio entre la frontera y el aire

$$\nu_{@325.65^\circ K} = 18.82 * 10^{-6} m^2 / seg$$

Con esto, se obtienen los siguientes valores,

$$Gr_d = \frac{3.07 * 10^{-3} \frac{1}{K} * 155^\circ K (9.8 m / s^2) (1.868)^3}{(18.82 * 10^{-6} m^2 / seg)^2}$$

$$Gr_d = 9.6787 * 10^4$$

$$R_{aD} = Pr * Gr_d \quad (3.8)$$

$$R_{aD} = (0.71)(9.6787 * 10^4)$$

$$R_{aD} = 6.87 * 10^4$$

Procedemos a calcular el número de Nussel,

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + 0.387 \left[\frac{Ra_D}{(1 + (0.559 / Pr)^{9/16})^{16/9}} \right]^{1/6} \right\}^2 \quad (3.9)$$

$$Nu_D = 6.8989$$

Hallamos el coeficiente convectivo,

$$h = \left(\frac{k}{D} \right) Nu_D \quad (3.10)$$

$$\text{Como } K = 0.0291 W / m^\circ K$$

$$h_{conve} = \frac{0.0291}{0.957} * 6.899$$

$$h_{convec} = 0.209 W / m^2 \cdot ^\circ K$$

$$Q_{aislamiento} = hA\Delta T = (0.209 W / m^2 \cdot ^\circ K) x (9.019 m^2) x (55^\circ K)$$

$$Q_{aislamiento} = 0.1414 Kw$$

Calculamos el calor generado por los diferentes flujos:

$$Q_{@3bar} = Q_{sensible} + Q_{latente} = \dot{m} [C_p \Delta T + h_{fg}] \quad (3.11)$$

$$Q_{@3bar} = 2585 \frac{Kg}{hr} \left[4.180 \frac{Kj}{Kg \cdot K} (133.55 - 80) K + 2163.8 \frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_{@3bar} = 6172046.815 \frac{Kj}{hr} = 1714.45 Kw$$

$$Q_{@7bar} = Q_{sensible} + Q_{latente} = \dot{m} [C_p \Delta T + h_{fg}]$$

$$Q_{@7bar} = 425 \frac{Kg}{hr} \left[4.180 \frac{Kj}{Kg \cdot K} (165 - 80) K + 2066.3 \frac{Kj}{Kg} \right]$$

$$Q_{@7bar} = 1029180 \frac{Kj}{hr} = 285.88 Kw$$

$$Q_{total} = Q_{@3bar} + Q_{@7bar} + Q_{aislamiento}$$

$$Q_{total} = (1714.45 + 285.88 + 0.1414) Kw$$

$$Q_{total} = 2000.33 Kw$$

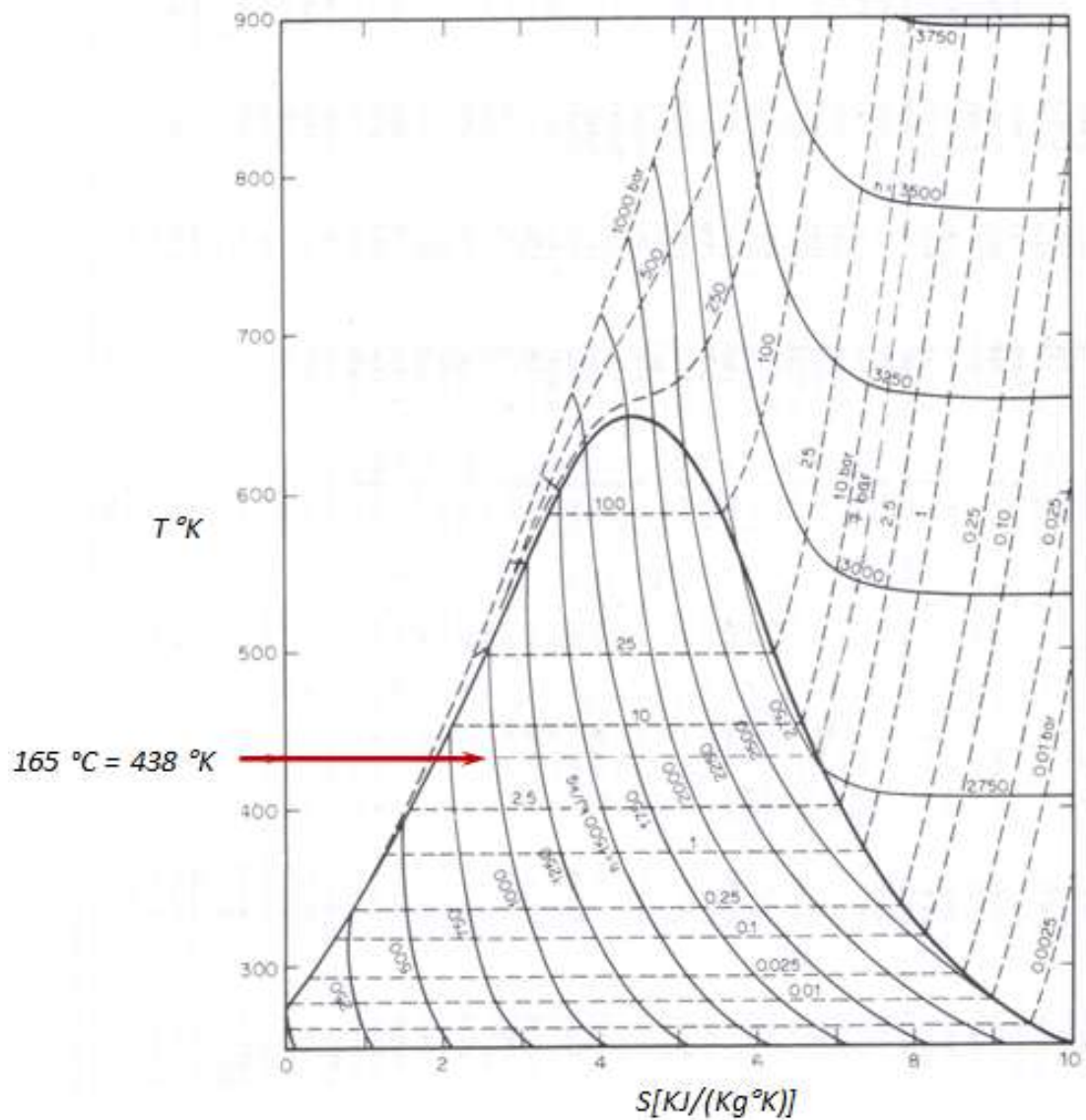
En la tabla 11 se muestra los datos recopilados detalladamente del consumo de vapor de cada uno de los procesos de la planta.

En la figura 17 se obtiene los valores de h_{fg} , donde se aprecian los puntos en que se moviliza las condiciones del agua como líquido comprimido o subenfriado hacia el vapor saturado o de baja en el diagrama Temperatura Entropía.

Tabla 11. Datos recopilados del consumo de vapor de cada uno de los equipos de la planta.

PLANTA DE LECHE LIQUIDA ACTUAL				
			DIAMETRO DE TUBERIA SUGERIDO	
	VAPOR (Kg/Hr)	PRESION (BAR)	PULGADAS	Vel (m/seg)
PASTEURIZADOR III	350	2,5	2	23
TRES PROCESOS				
YOGURT	1080	3	3	33
MANTEQUILLA	180	2	1 1/2	25
AREQUIPE	70	2,5	1	25
QUESO	55	2,5	3/4	31
QUESO CREMA	55	2,5	3/4	31
GELATINA	90	2,5	1	23
CIP YOGURT	140	2,5	1 1/4	24
CIP QUESO	120	2,5	1 1/4	21
CIP ENVASE	140	2,5	1 1/4	24
LAVADORAS	305	2,5	2	23
UHT BOLSAS	195	6	1	26
TETRAPAK 300 C.C	230	6	1	31
TOTAL	3010			

Figura 17. Diagrama de temperatura contra entropía para el agua, sistema SI.
Fuente: AVELLONE, E.A. y BUAMEISTER III, T."Manual del ingeniero mecánico" (tercera edición en español). Mc Graw Hill. Mexico



4 IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE COGENERACION MEDIANTE LA TECNOLOGIA PINCH

Teniendo en cuenta los consumos eléctricos y de calor de la industria Láctea se ve la necesidad de implementar un sistema de ahorro energético que disminuya esta demanda. Este sistema debe tener una fuente motriz que solo utilice una fuente de energía primaria que supla toda la necesidad tanto eléctrica como de calor en toda la planta.

La integración energética a implementar está asociada a una metodología particular de la industria láctea seleccionada, que se rige por los pasos a desarrollar en el siguiente orden:

- Criterios de evaluación técnica
 - Razón calor/electricidad
 - Curvas demanda eléctrica y térmica
 - Calidad del vapor requerido
 - Costos de los equipos
 - Disponibilidad, consumo y costos del combustible
- Selección unidad motriz del sistema cogenerador
- Diseño térmico de equipo de intercambio de calor con cambio de fase.
- Implementación de tecnología del Pinch Point

4.1 Elección del sistema de cogeneración.

4.1.1 Criterios de evaluación técnica de alternativa de cogeneración

Al momento de escoger una alternativa de cogeneración Los siguientes factores son determinantes:

- a) **Relación Calor/ Electricidad (Q/E)** [22], cada tecnología es adecuada para una relación dada. Los sistemas basados en motores alternativos se caracterizan por una reducida razón que fluctúa alrededor de 1, y con valores máximos de 3; lo que lo

hace adecuados para instalaciones de pequeño tamaño, en general del sector terciario (hospitales, grandes hoteles, complejos universitarios, etc.)

Las turbinas de vapor entregan una razón Q/E más variable, pero mayoritariamente elevada (entre 8 y 11). Serán indicadas en procesos con elevados consumos térmicos (procesos químicos, producción de papel, industrias del sector alimenticio).

Las turbinas de gas se sitúan en el intermedio de las dos anteriores tecnologías. Esto les da una amplia aplicación en el sector industrial, con consumos importantes de calor y electricidad, y en grandes complejos del sector terciario.

Mientras más se acerque el sistema de cogeneración al promedio de la razón Q/E de una aplicación, el sistema será financieramente más atractivo.

En el dimensionamiento de los sistemas, se debe seleccionar entre satisfacer la potencia eléctrica o la demanda térmica como base de operación del sistema y una tecnología adecuada para que siga de cerca la relación Q/E en la planta o en el proceso.

De acuerdo con los valores obtenidos en la caracterización energética en la industria láctea resulta lo siguiente:

Razón Q/E:

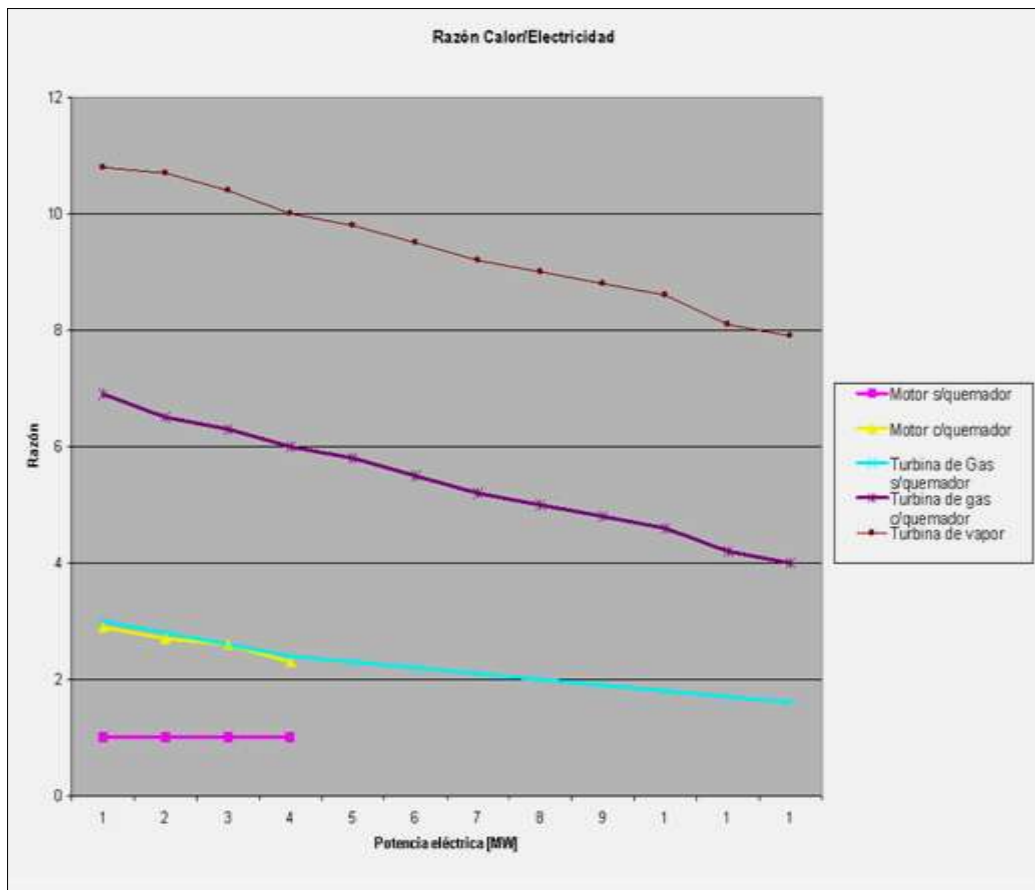
$$\frac{Q}{E} = \frac{2000.33K_w}{1100.458K_w} = 1.817 \quad (4.1)$$

El resultado anterior en la relación Q/E indica que por cada 1.817 Kwt (kilowatts térmicos) se requiere un Kwe (Kilowatt eléctrico). La figura 18 es sumamente importante al momento de seleccionar el tipo de motor a utilizar en el sistema de cogeneración. A partir de los datos arrojados en la caracterización, los consumos

energéticos establecen que el tipo de motor más apropiado y atractivo financieramente es el motor alternativo que puede o no a su vez estar con quemador.

Figura 18. Razón de calor Vs Potencia eléctrica

Fuente: Tesis Doctoral Juan Carlos Campo



- a) **Curvas de demanda eléctrica y térmica**, las cuales se establecieron en la caracterización energética del presente documento.
- b) **Calidad del vapor requerido**, como especificaciones de la temperatura y presiones del vapor, así como determinación del tipo de vapor (de baja o de alta) en el diagrama temperatura vs entropía y/o el de Mollier.

La temperatura de entrada del agua al intercambiador de calor estará alrededor de los 80 °C y deberá tener una presión de 7 bares como máximo. Con lo que su

temperatura de saturación a esa presión es de 165 °C y tendrá cambio de fase hasta vapor saturado o vapor de baja. Lo anteriormente mencionado se evidencia en el diagrama Temperatura vs entropía en la caracterización energética.

- c) Costos de los equipos que dependen de la tecnología seleccionada.
- d) **Disponibilidad y costo del combustible seleccionado.** Actualmente la industria láctea seleccionada cuenta con dos calderas de 150 y 400 BHP, para satisfacer sus requerimientos de vapor, funcionando con gas natural lo que pone de manifiesto que el combustible seleccionado está disponible y con un costo de 280\$/m³.

Ya definidos los parámetros anteriores se tienen dos opciones para plantas eléctricas de motores Diesel duales (a Diesel o a gas natural) una es de marca Alemana (DEUTZ) y la otra es CATERPILLAR la cual escogimos por poseer sedes en Colombia haciendo más fácil su adquisición y mantenimiento:

- Motor Caterpillar **G3608 TA 130 LE** con una potencia eléctrica de 1430 kWh de potencia de línea instantánea, voltaje de 480V, presión mínima de aire de entrada 45 Psi, consumo de combustible al 100% de la carga 6660 Btu/Hp-hr, tasa de flujo de gases de salida 12849 cfm (6.065m³/min), y temperatura de gases residuales de salida de 448°C. Los datos anteriores se aprecian en la tabla 12.

Tabla 12. Tabla técnica del motor Caterpillar G3608

Fuente: Caterpillar

TECHNICAL DATA			Continuous	
			TA 90 LE	TA 130 LE
Rating Information	Electrical Output @ 0.8PF w/o Fan	kW	1516	1430
	Voltage	V	480	480
	Compression Ratio		9.2	9.2
Package Dimensions	Min Gas Pressure Required	PSI	45	45
	Shipping Weight w/Generator and Base	lb	84,580	84,580
	Gen Set Length	in	325.0	325.0
	Gen Set Width	in	78.8	78.8
Engine Performance Data @ Rated Conditions	Fuel Consumption (100% Load)	Btu/hp-hr	6640	6660
	Fuel Consumption (75% Load)	Btu/hp-hr	6925	6920
	Air Inlet Flow Rate	scfm	5741	5332
	Exhaust Gas Flow Rate @ Stack Temp	cfm	13750	12849
	Heat Rejection to Jacket Water (Total)	Btu/min	21569	21716
	Heat Rejection to Exhaust (To 350°)	Btu/min	52774	49839
	Heat Rejection to Aftercooler	Btu/min	15972	12138
	Heat Rejection to Atmosphere From Engine	Btu/min	9371	11144
	Exhaust Gas Stack Temperature	Deg. F	833	840

90 refers to aftercooler water inlet temperature in °F (32°C).
130 refers to aftercooler water inlet temperature in °F (54°C).
All data is based on standard conditions.
These ratings do not allow for overload capability.

Para nuestro sistema de cogeneración se selecciono el motor Caterpillar **G3608 TA 130 LE** (el cual es un motor turbocargado el cual hace que el sistema de conversión de energía sea más eficiente que uno de aspiración natural porque se consume menos combustible para un mismo valor de potencia) con una potencia de salida continua de 1430 kW_e, el cual presenta un consumo de combustible como sigue:

$$q_{\text{consumo}} = \frac{\text{Consumo de combustible}}{\text{Poder calorífico del gas natural}} \times BHP \quad (4.2)$$

$$q_{consumo} = \frac{6660 \frac{Btu}{Hp-hr}}{905 \frac{Btu}{pie^3}} * 2225 Hp = 16374.03315 \frac{pie^3}{hr} = 0.1288 \frac{m^3}{s}$$

En la conversión anterior se tomo el poder calorífico del gas natural proveniente de la Guajira como 905 Btu/pie³ y el factor de multiplicación 2225 Bhp (del folleto **Caterpillar Gas Engine Industrial Low Emission** Figura 19 y tabla 13).

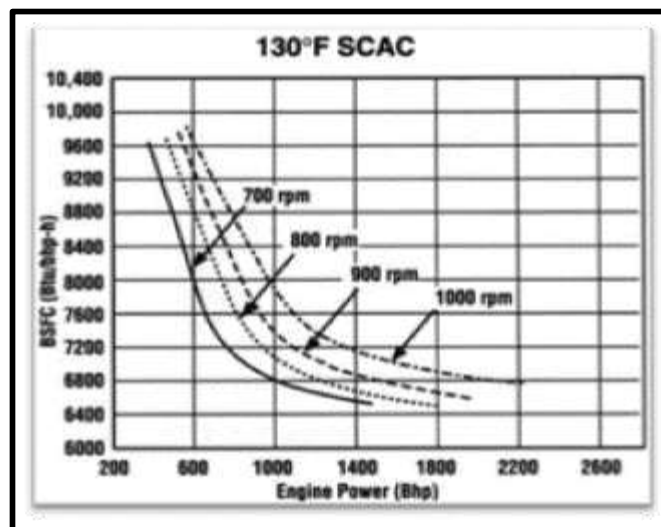
Tabla 13. Tabla para relacionar el consumo del motor Caterpillar G3516 TA 130 LE. Rata Continua (BHP).

Fuente: Caterpillar

G3608 INDUSTRIAL GAS ENGINE GENERAL SPECIFICATIONS				
Continuous Ratings (BHP)				
	1000 rpm	900 rpm	800 rpm	700 rpm
LE TA-90	2350	2120	1880	1645
LE TA-130	2225	2000	1775	1555

Figura 19. Consumo contra potencia

Fuente: Caterpillar



Remitiéndonos de nuevo a la figura 16 notamos que en el mes de Octubre se da la máxima demanda de energía eléctrica con un valor de 792330 KWh/mes. Este valor servirá como parámetro para la selección de la unidad motriz a utilizar.

$$792330 \frac{KWh}{mes} \cdot \frac{1mes}{30dias} \cdot \frac{1dia}{24horas} = 1100.458KW$$

De modo que la energía demandada por la planta es de 792330 KWh/mes y la potencia necesaria para abastecer ese requerimiento es de 1100.458 KW.

En cuanto al motor eléctrico se tiene que la potencia bruta generada es de 1430 Kw con lo que se tiene:

$$1430KW \cdot \frac{30dias}{1mes} \cdot \frac{24hr}{1dia} = 1029600 \frac{KWh}{mes}$$

Así corroboramos que la energía generada por el motor es mayor que la demanda de energía de la empresa o:

$$E_{motorCAT-G3608} \geq E_{Demandada_Empresa}$$

$$1029600 \frac{KWh}{mes} \geq 792330 \frac{KWh}{mes}$$

4.2 Diseño de equipo de recuperación de intercambio de calor

Para completar la integración energética del sistema de cogeneración se procede a determina el área de intercambio de calor del equipo de recuperación de calor a partir de la tecnología Pinch. Lo anterior conlleva a determinar los pasos necesarios para el diseño del intercambiador de calor de acuerdo al punto de pliegue o Pinch point.

La tecnología del Pinch provee una metodología sistemática del ahorro de energía en procesos y redes de intercambio de calor. Esta metodología está basada en los principios de la termodinámica.

4.2.1 Diseño del Intercambiador de Calor

Procedemos al diseño del intercambiador el cual es un intercambiador de coraza y tubos los cuales permiten recuperar el calor del escape y pueden usarse en equipos de cogeneración, como ejemplo tenemos los intercambiadores de recuperación de calor sobre los gases de escape tipo Bowman mostrado en la figura 20.

Figura 20. Intercambiador de calor de coraza y tubos tipo Bowman.

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/bowman/intercambiador-de-calor-de-recuperacion-de-calor-sobre-gases-de-escape-14017-84034.html>



Para el correcto diseño térmico del equipo de intercambio de calor se deben tener en cuenta las cantidades exactas de los flujos másicos de los productos de la combustión. Por tal razón se presenta la necesidad de realizar el siguiente balance de masa.

Para el motor a gas natural Caterpillar **G3608 TA 130 LE** se tiene los siguientes datos sacados de la tabla 12.

- El caudal de combustible según el consumo establecido por el fabricante (Fuel Consumption 100% load igual a $6660 \frac{Btu}{Hp-hr}$) resulto ser de $463.7126 \frac{m^3}{hr}$ ó $0.1288 \frac{m^3}{s}$.
- $Q_{aire} = 5332 \frac{ft^3}{min} = 2.517 \frac{m^3}{s}$
- $Q_{gases} = 12849 \frac{ft^3}{min} = 6.065 \frac{m^3}{s}$

Con los datos anteriores se obtienen los siguientes flujos másicos:

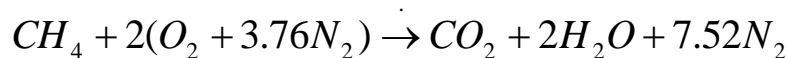
$$\dot{m}_{CH_4} = Q_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} = 0.1288 \frac{m^3}{s} \cdot 0.559 \frac{Kg}{m^3} = 0.0719992 \frac{KgCH_4}{s}$$

$$\dot{m}_{Aire} = Q_{Aire} \cdot \rho_{Aire} = 2.517 \frac{m^3}{s} \cdot 1.2 \frac{Kg}{m^3} = 3.0204 \frac{KgAire}{s}$$

Por lo tanto la relación aire combustible $\left(R_{A/C} = \frac{3.0204 \frac{KgAire}{s}}{0.0719992 \frac{KgCH_4}{s}} = 42.42 \frac{KgAire}{KgCH_4} \right)$.

Lo cual nos indica que es una mezcla pobre con un valor de $\lambda = \frac{42.42}{17.2} = 2.46$; o sea con valor de 146 % de exceso de aire.

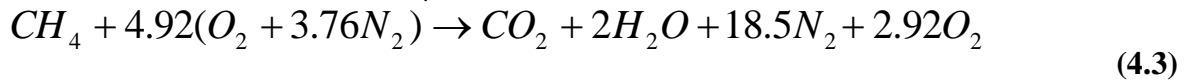
La ecuación estequiometria nos queda expresada de la siguiente forma:



La ecuación con exceso de aire nos queda:



Balanceando la ecuación nos queda:



Por lo tanto lo tanto se tiene la siguientes datos mostrado en la tabla 14.

Tabla 14. Datos generales de los reactivos y productos de la combustión.

Produc.Comb	ni	Fracciones molares (X)	Densidad @ 448.889 ° C (Kg/m³)	Δh°_f (kJ/kmol)	h_i (kJ/kmol) (723 °k)	h_{298} (kJ/kmol)
CO ₂	1	0.04	0.9192	-393520	28622	9364
H ₂ O	2	0.08192	0.3815	-24820	24840	9904
N ₂	18.5	0.75	0.585	0	21529	8669
O ₂	2.92	0.1195	0.6683	0	22177	8682
Reactivos						
CH ₄	1			-74870		
total	24.42					

Por lo tanto la densidad de la mezcla y flujo másico de los gases de escape nos queda:

$$\rho_{mezcla} = \sum_i X_i \rho_i = 0.5866 \frac{Kg}{m^3}$$

$$m_{Gasesdeescape} = \rho_{mezcla} \cdot Q_{Gases} \quad (4.4)$$

$$m_{Gasesdeescape} = 0.5866 \frac{Kg}{m^3} \cdot 6.065 \frac{m^3}{s} = 3.5579 \frac{Kg}{s}$$

El flujo molar del combustible

$$\dot{n}_{CH_4} = \frac{\dot{m}}{M} = \frac{0.071992 \frac{KgCH_4}{s}}{16 \frac{KgCH_4}{KmolCH_4}} = 4.49 \cdot 10^{-3} \frac{KmolCH_4}{s}$$

Así hallamos la energía térmica disponible de los gases de escape ($\dot{Q}^*_{Térmica}$)

$$Q + W = N_{CH_4} \left[\sum_{\text{productos}} n_i \bar{h} - \sum_{\text{reactivos}} n_i \bar{h} \right] \quad (4.5)$$

La ecuación nos queda da la siguiente manera:

$$Q / N_{CH_4} = -N_{CH_4} (\Delta h_{fCH_4} + h_t - h_{298}) + N_{CO_2} (\Delta h_{fCO_2} + h_t - h_{298}) + N_{H_2O} (\Delta h_{fH_2O} + h_t - h_{298}) \\ + N_{N_2} (\Delta h_{fN_2} + h_t - h_{298}) + N_{O_2} (\Delta h_{fO_2} + h_t - h_{298})$$

$$Q / N_{CH_4} = 1(-393520 + 28622 - 9364) \frac{Kj}{Kmol} + 2(-241820 + 24840 - 9904) \frac{Kj}{Kmol} + 18.5(0 + 21529 \\ - 8669) \frac{Kj}{Kmol} + 2.92(0 + 22177 - 8682) \frac{Kj}{Kmol} - 1(-74870) \frac{Kj}{Kmol}$$

$$Q / N_{CH_4} = -479544.6 \frac{Kj}{KmolCH_4}$$

$$Q_{\text{térmico}}^* = n_{CH_4} (Q / N_{CH_4}) = 4.49 * 10^{-3} \frac{kmolCH_4}{s} (-479544.6 \frac{Kj}{KmolCH_4})$$

$$Q_{\text{térmico}} = -2157.92 Kw$$

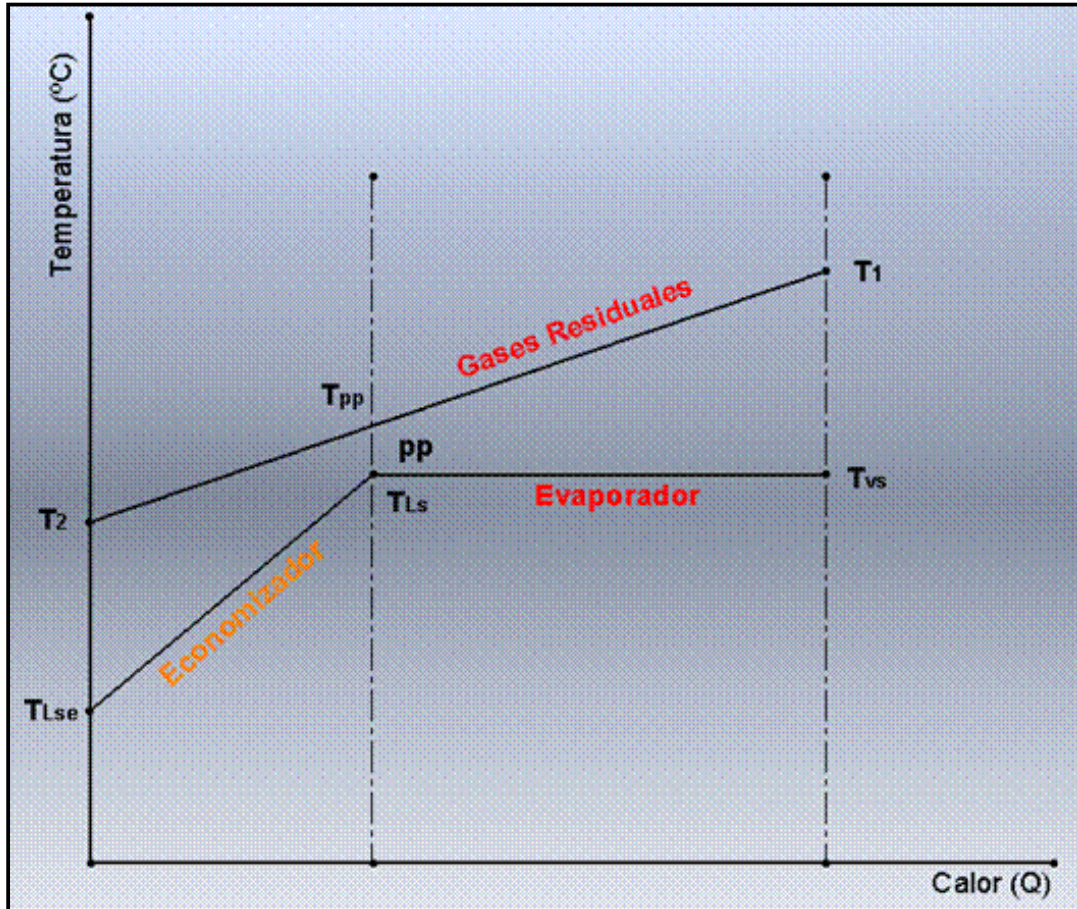
Por lo que se cumple la condición de que el valor del calor de los gases residuales (2157.92Kwt) es mayor al que se necesita para conseguir vapor de baja (2000Kwt), Como $Q_{\text{Térmico}} > Q_{\text{VAPOR}}$ entonces se cumple y se pueden utilizar los gases de escape para producir el vapor necesario.

Con un concepto más claro de lo que significa la tecnología del Pinch Point, se procede al diseño del intercambiador de calor.

Enfoquémonos en la figura 21 que nos muestran los requerimientos de vapor en la industria láctea contra la temperatura de los gases residuales (Curva compuesta) y la siguiente que nos indica el perfil final de requerimientos de vapor contra la temperatura de los gases residuales (gran curva compuesta) para el óptimo diseño del intercambiador. En la gran

curva compuesta se logra ver que el área de intercambio de calor resulta y debe tomarse como dos áreas independientes (economizador y evaporador).

Figura 21. Perfil final de requerimientos de vapor contra la temperatura de los gases residuales



Haciendo un balance de energía en el evaporador resulta la siguiente relación:

$$\dot{m}_a C_{p_a} (T_1 - T_{pp}) = \dot{m}_v h_{fg} \Rightarrow \Rightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{m}_v h_{fg}}{C_{p_a} (T_1 - T_{pp})} \quad (4.6)$$

Y en la zona del economizador se tiene:

$$\dot{m}_a C_{p_a} (T_{pp} - T_2) = \dot{m}_v (h_f - h_c) \quad (4.7)$$

Reemplazando el flujo másico del aire de la ecuación del evaporador en la del economizador, resulta:

$$\begin{aligned}
 & \left(\frac{\dot{m}_v h_{fg}}{Cp_a (T_1 - T_{pp})} \right) Cp_a (T_{pp} - T_2) = \dot{m}_v (h_f - h_c) \\
 & T_{pp} - T_2 = \frac{(T_1 - T_{pp}) * (h_f - h_c)}{h_{fg}} \\
 & T_2 = T_{pp} - \frac{(T_1 - T_{pp}) * (h_f - h_c)}{h_{fg}}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Pero como la temperatura del Pinch point está determinada por el Pinch point (pp) el cual debe ser menor que 70 °C [21], se tiene:

$$\begin{aligned}
 & T_{pp} = T_{sat} + pp \\
 & T_2 = (T_{sat} + pp) - \frac{[T_1 - (T_{sat} + pp)] * (h_f - h_c)}{h_{fg}}
 \end{aligned} \tag{4.9}$$

La expresión determinada nos permite establecer la temperatura de la salida de los gases residuales provenientes del motor Diesel a Gas (Dual) en función de la temperatura de saturación del vapor, el Pinch point, la temperatura fija de entrada de los gases residuales y los cambios entálpicos del vapor de agua. De las anteriores variables se tiene que todas son constantes menos el Pinch point, que será el factor determinante para el diseño del intercambiador de calor.

Teniendo la temperatura de los gases residuales de salida del intercambiador se puede seguir con el diseño térmico del mismo. Para tal propósito se tiene una ecuación con dos incógnitas, por lo que se tendrá que recurrir a una iteración; en nuestro caso, se fijara un valor tentativo para el coeficiente global de transferencia de calor de diseño y se determinará el área de transferencia de calor, y así poder hallar los coeficientes convectivo

de película en el interior de los tubos y por el lado de la coraza. Con estos valores particulares de los coeficientes de película se determina el coeficiente global de transferencia de calor de prueba. Si el nuevo coeficiente global de transferencia de calor de prueba es igual o mayor al de diseño supuesto en la iteración, el diseño térmico del intercambiador ha concluido.

Para poder determinar el *PP* y la temperatura T_2 de gases de salida del intercambiador debemos realizar un análisis energético y exergético.

4.2.1.1 Análisis energético.

Teniendo en cuenta que:

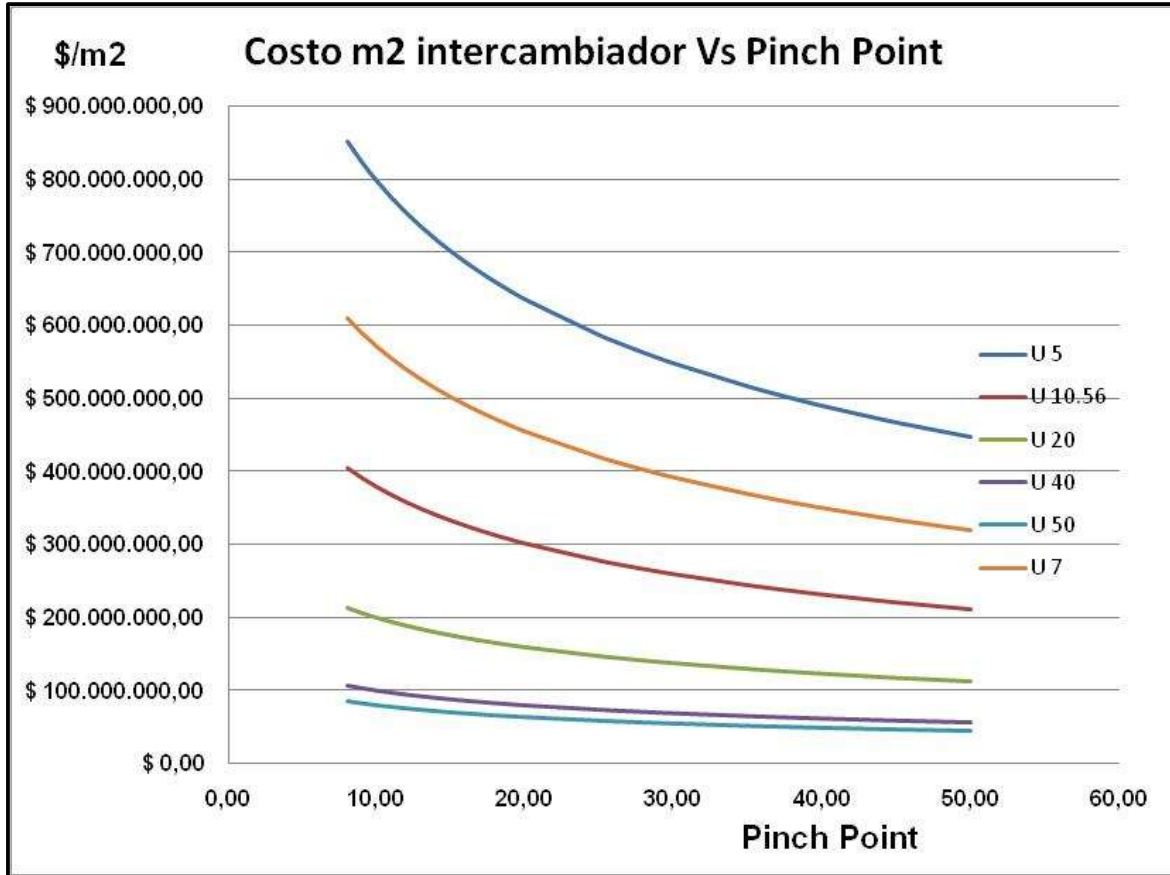
$$\dot{Q} = A_d U_d \Delta T_{lm} \rightarrow A_d = \frac{\dot{Q}}{U_d \Delta T_{lm}} \longrightarrow \frac{1}{\Delta T_{lm}} = \frac{1}{\Delta T_1} \cdot \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_T} + \frac{1}{\Delta T_2} \cdot \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_T} \quad (4.10)$$

Multiplicando el área por el costo del m^2 del intercambiador obtenemos el valor de cada intercambiador aproximado, así obtenemos que:

$$Costo_{capital\ total} = costo_{motor} + costo_{intercambiador}$$

Nos damos cuenta que el valor del costo del motor es fijo y el del intercambiador es variable porque depende de ΔT_{lm} , el cual depende de T_2 que es variable.

Figura 22. Eje “x” : valor del Pinch Point en °C; Eje “y” : costo del área de intercambio de calor en m2. Para diferentes valores de U.



La figura 22 representa la proyección hacia el infinito del costo del área de intercambio de calor (eje “y”) a medida que el valor del punto Pinch se hace más pequeño (eje “x”). En la cual podemos observar que entre más pequeño es el punto Pinch se necesita un intercambiador de calor más grande por el aumento de área.

Teniendo en cuenta que el calor de los gases de escape es

$$Q_{\text{térmico}} = T_3 \sum n C_p \quad (4.11)$$

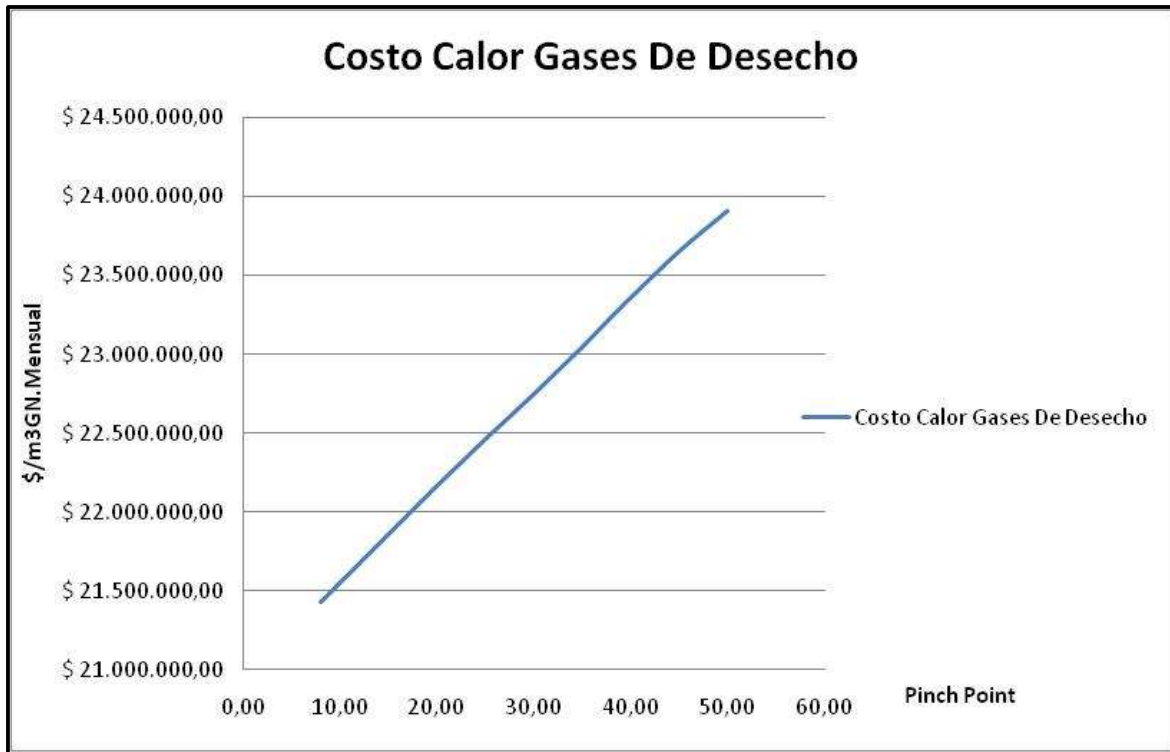
$$m^* = (Q_{\text{Térmico}} / \varepsilon^o) m_i \quad (4.12)$$

$$q = m^* / \rho$$

$$Costo_{gases\ de\ escape} = q \cdot \frac{\$}{m^3\ gas\ natural}$$

$$Costo_{energético} = costo_{deg\ as} + costo_{agua} + costo_{gases\ de\ escape} \quad (4.13)$$

Figura 23. Eje “x”: Valor Pinch point en °C; Eje “y”: Costo de gases residuales que salen del intercambiador de calor.

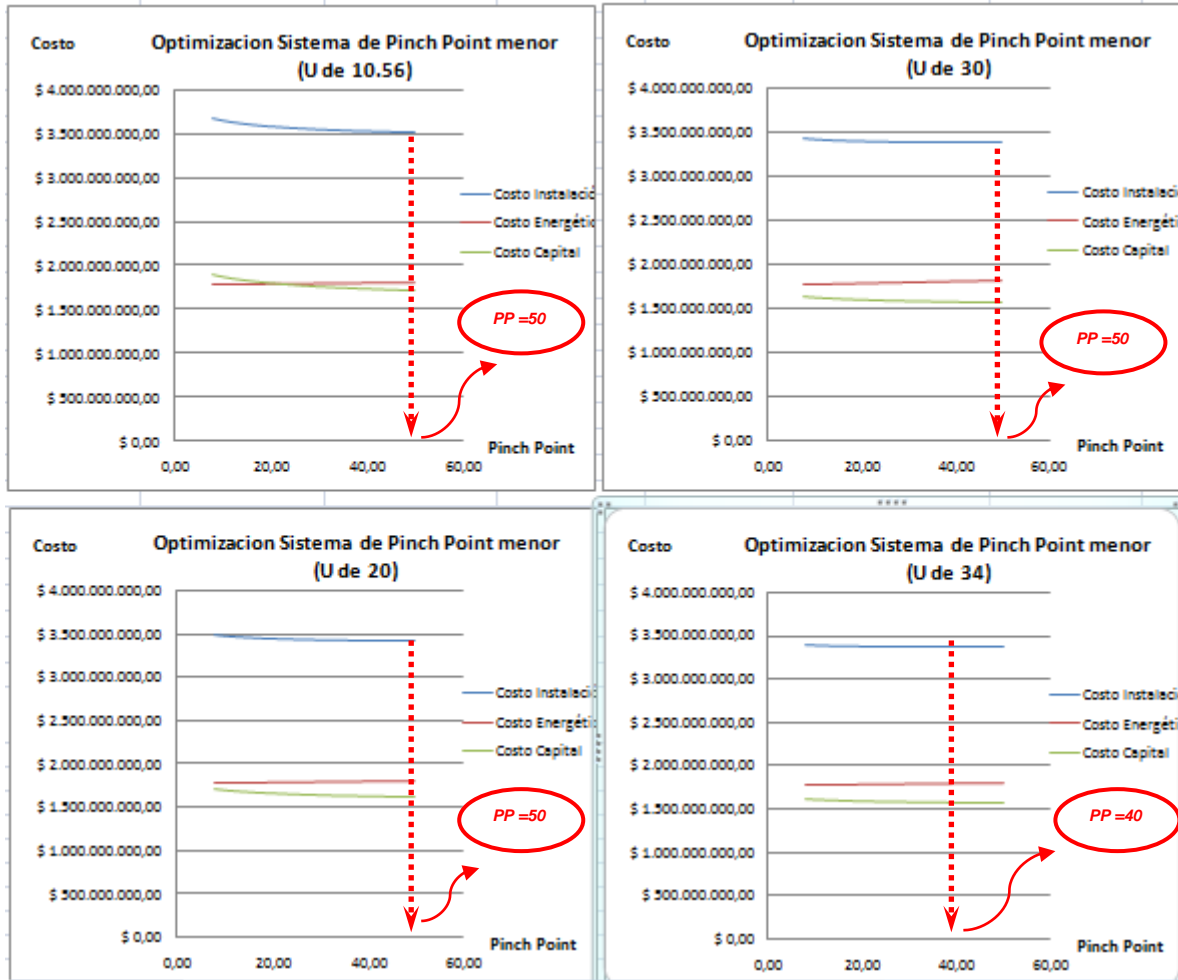


La figura 23 representa el modelado de la tendencia de los costos de gases de desecho del intercambiador de calor en función del punto Pinch. En la cual podemos observar que entre más pequeño sea el punto Pinch obtenemos un uso más eficiente de calor y a su vez podemos controlar la salida de los gases del intercambiador evitando que se corroan los tubos o se produzca lluvia acida que se da a menos de 110 °C.

Entonces necesitamos encontrar el valor óptimo energético entre los ahorros de inversión de capital (costo de intercambiador) y ahorros de recursos energéticos (Costos de operación). Entonces procedemos a graficar el costo de la integración de energía (costos

energético total) Vs punto Pinch, costos capital Vs punto Pinch y costos total instalación Vs punto Pinch.

Figura 24. Relaciones de costos vs PINCH POINT. Para diferentes U



La figura 24 nos muestra claramente que el valor de integración energética es óptimo

donde el valor del punto Pinch es de 40° C con $U = 34 \frac{Btu}{hr.ft^2 \cdot ^\circ F}$ porque es donde se

encuentra valor mínimo de los costos; y cuando diseñamos los intercambiadores el único U

donde $U_{prueba} \geq U_{diseño}$ es $U = 34 \frac{Btu}{hr.ft^2 \cdot ^\circ F}$.

4.2.1.2 Análisis exergético.

Realizamos el análisis termo económico para poder analizar gráficamente:

- *Cálculos exergético*

PARA EL MOTOR CAT G3608

Punto 1

Gas natural 100 % CH_4

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot PCI = 0.0719992 \frac{Kg}{seg} \cdot 50020 \frac{Kj}{Kg} = 3601.399 KW \quad (4.14)$$

Punto 2

Salen gases residuales y potencia eléctrica.

Para la potencia su exergía es la misma potencia 1430 KW (39.7 %).

Para los gases se tiene:

$$\dot{E}_2 = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) = \sum_i \dot{m}_i \cdot h_i \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) \quad (4.15)$$

$$\dot{E}_2 = 2157.92 KW \left(1 - \frac{303.15^\circ K}{722.038^\circ K}\right) = 1252.025 KW (34.76\%)$$

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_w + \dot{I} \longrightarrow \dot{I} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_w = 919.374 (25.52\%) \quad (4.16)$$

Eficiencia del motor (Eficiencia racional ψ)

$$\psi_{motor} = \frac{\dot{E}_2 + \dot{E}_w}{\dot{E}_1} = 0.7447 = 74.47\% \quad (4.17)$$

PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Punto 3

Tabla 15. Valores del calor específico y flujo molar para los gases residuales que salen del intercambiador a temperatura promedio de 220.80 °K.

	CO_2	H_2O	N_2	O_2
$C_{P,k}^{\varepsilon} (Kj / Kmol^{\circ}K)$	40,86040	33,73263	29,49992	29,67264
$\bar{m}_i (Kmol / seg)$	0,00449995	0,00449995	0,08829785	0,00576890

Salida de gases del intercambiador. Con un $pp = 27^{\circ}C \longrightarrow T_3 = 168.46^{\circ}C = 441.615^{\circ}K$,
y tomando los datos de la tabla 15 tenemos:

$$E_3^* = Q(1 - \frac{T_o}{T_3}) = \sum_i \bar{m}_i \cdot h_i (1 - \frac{T_o}{T_3}) = 687.07 KW (1 - \frac{303.15^{\circ}K}{441.616^{\circ}K}) \quad (4.18)$$

$$E_3^* = 215.427 KW \quad (5.9699 \%)$$

Punto 4

Entra agua a $80^{\circ}C = 353.15^{\circ}K$

$$E_4^* = m \left\{ \left[C_p (T - T_o) - T_o \ln\left(\frac{T}{T_o}\right) + v(P - P_o) \right] \right\} \quad (4.19)$$

$$E_4^* = 0.83611 \frac{Kg}{seg} \left\{ \left[4.1935 \frac{Kj}{Kg^{\circ}K} (353.15 - 303.15)^{\circ}K - 303.15^{\circ}K \ln\left(\frac{353.15^{\circ}K}{303.15^{\circ}K}\right) + \frac{1}{971 \frac{Kg}{m^3}} (709.27 - 101.32) Kpa \right] \right\}$$

$$E_4^* = 13.55 KW$$

Punto 5

Vapor de salida intercambiador @ $165^{\circ}C = 438.15^{\circ}K$

$$E_5^* = m(h_5 - T_o S_i) \quad (4.20)$$

$$E_5^* = 0.8361 \frac{Kg}{seg} \left(2762.8 \frac{Kj}{Kg} - 298^{\circ}k * 6.7067 \frac{Kj}{Kg^{\circ}k} \right)$$

$$E_5^* = 638.95 \text{ KW}$$

- *Balances termo económico [23]*

Para establecer los balances termo económicos requerimos primero calcular los costos unitarios de las corrientes que atraviesan los volúmenes de control.

Punto 1

$$\text{Gas natural} = \$355 / m^3$$

$$\dot{m} = \rho \cdot q = 1 \frac{m^3}{seg} \cdot 0.559 \frac{Kg}{m^3} = 0.559 \frac{Kg}{seg}$$

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot PCI = 0.559 \frac{Kg}{seg} \cdot 50020 \frac{Kj}{Kg} = 27961.18 \text{ KW}$$

$$1 \frac{m^3}{seg} = 0.559 \frac{Kg}{seg} = 27961.18 \frac{Kj}{seg}$$

$$\frac{\$355}{m^3} \cdot \frac{1 m^3}{27961.18 Kj} = 0.0126961 \frac{\$}{Kj}$$

$$C_1^\varepsilon = 0.0126961 \frac{\$}{Kj}$$

Ecuación del balance termo económico del motor.

$$\dot{E}_1 \cdot C_1^\varepsilon + CF_{motor} = \dot{E}_2 \cdot C_2^\varepsilon + \dot{E}_w \cdot C_w^\varepsilon \quad (4.21)$$

$$CF_{motor} = \frac{(\dot{N}_g + R) i}{A_o} \quad (4.22)$$

$$\dot{N}_g = \frac{1}{vidautil} = \frac{1}{20 \text{ años}} = \frac{0.05}{año}$$

$$\dot{N}_g = \frac{5\%}{anual}$$

$$R = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^{n-1}} = \frac{0.066(1+0.066)^{20}}{(1+0.066)^{20-1}} = 0.0703 = \frac{7.03\%}{\text{año}}$$

$$CF_{motor} = \frac{(0.05 + 0.0703)15000000000}{8640} = 5.8042 \frac{\$}{seg}$$

Se aplica método de igualdad (Kotas) que $C_2^\varepsilon = C_w^\varepsilon$

$$E_1^* . C_1^\varepsilon + CF_{motor} = (E_2^* + E_w^*) . C_w^\varepsilon \quad (4.23)$$

$$C_w^\varepsilon = \frac{C_1^\varepsilon}{\psi_{motor}} + \frac{CF}{(E_2^* + E_w^*)} = 0.018859 \frac{\$}{Kj} = C_2^\varepsilon$$

$$C_w^\varepsilon = C_2^\varepsilon = \text{Costo de exergía de gases residuales}$$

Para calcular el costo unitario del agua realizamos el balance termo económico en la bomba.

Potencia que consume la bomba ($\dot{W} = 20HP = 14.914KW$)

$$\dot{E}_{in}^* C_{in}^\varepsilon + \dot{W} C_W^\varepsilon = \dot{E}_{agua}^* C_{agua}^\varepsilon \quad (4.24)$$

$$C_{agua}^\varepsilon = (\dot{E}_{in}^* C_{in}^\varepsilon + \dot{W} C_W^\varepsilon) / \dot{E}_{agua}^*$$

$$\dot{E}_{in}^* = \dot{m} \varepsilon = 0.8361 \frac{Kg}{seg} 15.5966 \frac{Kj}{Kg} = 13.04047 KW$$

$$1 \frac{m^3}{seg} = 971.11 \frac{Kg}{seg} = 15146.014 \frac{Kj}{seg} \longrightarrow C_{in}^\varepsilon = \frac{\$3700}{m^3} \frac{1m^3}{15146.014Kj} = 0.2442 \frac{\$}{Kj}$$

$$C_w^\varepsilon = \frac{\$270}{KWh}$$

$$C_{agua}^\varepsilon = \frac{(13.04047 \frac{Kj}{seg} 0.2442 \frac{\$}{Kj} + (14.914KW \frac{270\$}{KWh}) \frac{1h}{3600seg}}{13.55KW}$$

$$C_{agua}^\varepsilon = 0.31756 \frac{\$}{Kw.seg} \frac{3600seg}{hr} = 1143.21 \frac{\$}{KWh} \frac{1KWh}{3600Kj} = 0.317558 \frac{\$}{Kj}$$

La eficiencia térmica del intercambiador será:

$$\eta_{\text{exer}} = \frac{\text{Cambiodeexergiaaguavapor}}{\text{Cambiodeexergíagases}} = \frac{E_5^* - E_4^*}{E_3^* - E_2^*} \quad (4.25)$$

$$\eta_{\text{exer}} = \frac{(638.95 - 13.55) \text{ KW}}{(1252.025 - 215.4273) \text{ KW}} = 60.33 \%$$

Irreversibilidad intercambiador ($I_{\text{inter}} = (E_2^* + E_4^*) - (E_3^* + E_5^*)$)

$$I_{\text{inter}}^* = (1302.229 + 13.55) \text{ KW} - (215.427 + 1018.1761) \text{ KW} = 82.17 \text{ KW} \quad (7.56\%)$$

Costo de la pérdida de la exergía gases de salida intercambiador:

$$C_3^* = E_3^* C_3^\varepsilon = 215.427 \frac{\text{Kj}}{\text{seg}} 0.018859 \frac{\$}{\text{Kj}} = \frac{\$4.0627}{\text{seg}}$$

$$C_3^* = \frac{\$10530616.4}{\text{mes}} = \frac{\$126367396}{\text{anual}}$$

Para poder graficar debemos saber que:

$$\text{Costoexérgetico} = \text{Costosdegases} + \text{Costosdeagua} + \text{Costogasesintercambiador} \quad (4.26)$$

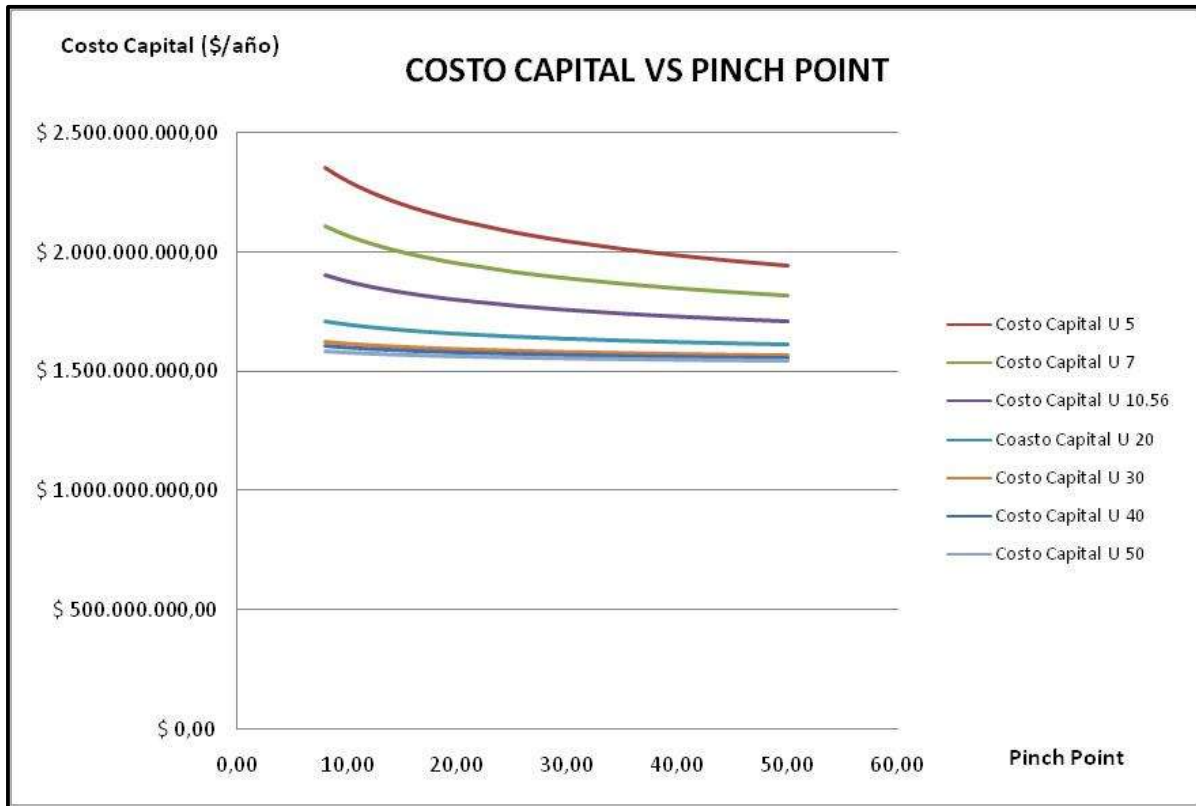
$$\text{Costocapitaltotal} = \text{costomotor} + \text{costointercambiador} \quad (4.27)$$

$$\text{Costoinstalación} = \text{costoexérgetico} + \text{costocapitaltotal} \quad (4.28)$$

En el costo exergético ya sabemos que el costo de los gases que salen del intercambiador se

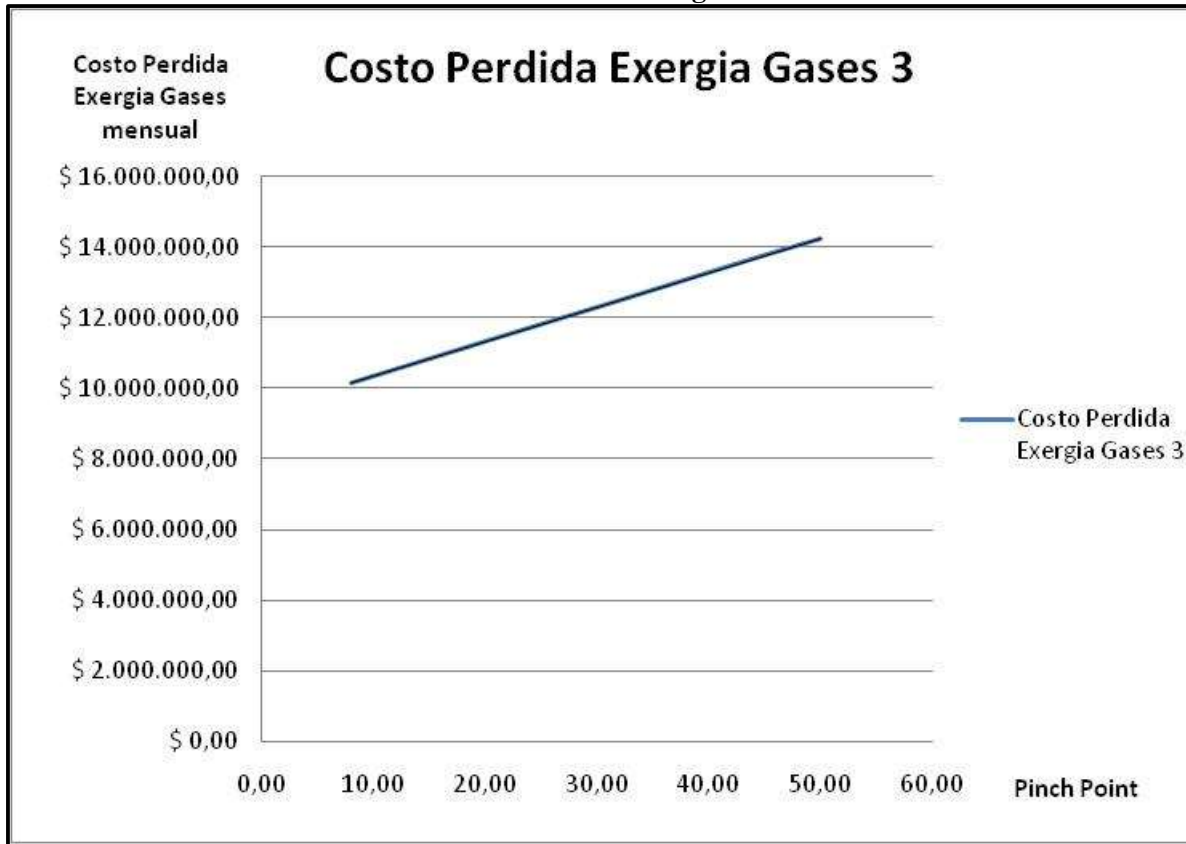
calculan con $C_3^* = E_3^* C_3^\varepsilon$, donde E_3^* es variable porque depende de la temperatura de los gases de escape.

Figura 25. Eje “x” : valor del Pinch Point en °C; Eje “y” : costo del área de intercambio de calor en m2. Para diferentes valores de U.



La figura 25 representa la proyección hacia el infinito del costo del área de intercambio de calor (eje “y”) a medida que el valor del punto Pinch se hace más pequeño (eje “x”). En la cual podemos observar que entre más pequeño es el punto Pinch se necesita un intercambiador de calor más grande por el aumento de área.

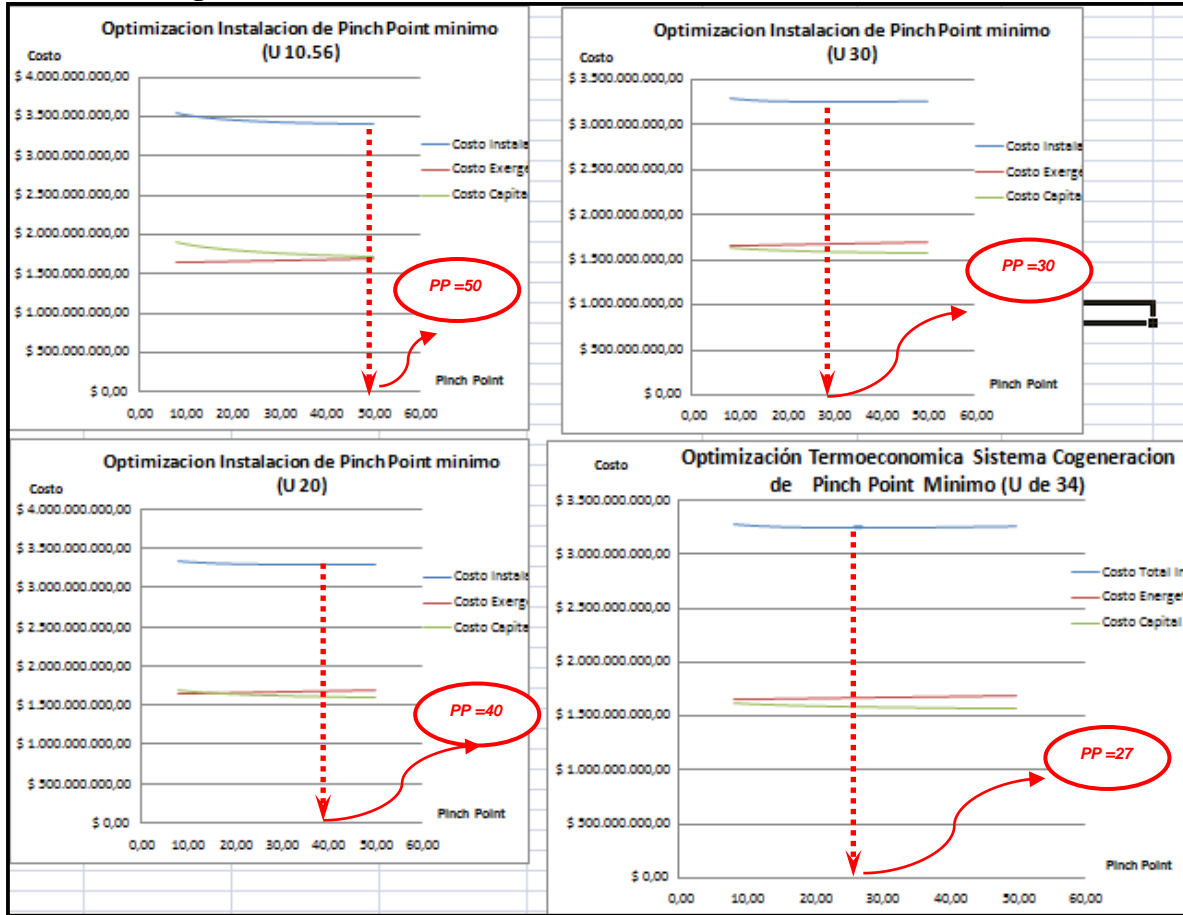
Figura 26. Eje “x”: Valor Pinch point en °C; Eje “y”: Costo de gases residuales que salen del intercambiador de calor exegéticamente.



La figura 26 representa el modelado de la tendencia de los costos de gases de desecho del intercambiador de calor en función del punto Pinch.

Entonces necesitamos encontrar el valor óptimo exergético entre los ahorros de inversión de capital (costo de intercambiador) y ahorros de recursos energéticos (Costos de operación). Entonces procedemos a graficar el costo de la integración de energía (costos energético total) Vs punto Pinch, costos capital Vs punto Pinch y costos total instalación Vs punto Pinch.

Figura 27. Relaciones de costos vs PINCH POINT. Para diferentes U



La figura 27 nos muestra claramente que el valor de integración energética es óptimo donde el valor del punto Pinch es de 27°C con $U = 34 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$ porque es donde se encuentra valor mínimo de los costos; y cuando diseñamos los intercambiadores el único U donde $U_{\text{prueba}} \geq U_{\text{diseño}}$ es $U = 34 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$.

Por lo tanto el valor que escogemos entre el valor del Pinch Point energético y exergético es el exergético porque es más conservador debido a que tiene en cuenta las pérdidas en el proceso.

$$T_2 = (165 + 27) - \frac{[448.88^\circ C - (165 + 27)^\circ C](697.22 - 507.91) \frac{Kj}{Kg}}{2066.3 \frac{Kj}{Kg}}$$

$$T_2 = 168.466^\circ C = 427.42 K$$

Datos para el **vapor de agua** (*lado de la coraza*):

- Temperatura de entrada al inter por el lado de la coraza: $t_1 = 80^\circ C$
- Temperatura de salida del inter por el lado de la coraza: $t_2 = 165^\circ C$
- Temperatura media del fluido: $t_f = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{80 + 165}{2} = 122.5^\circ C (395.65 K)$
- Volumen específico: $\mathcal{V}_f = 1.06308 \times 10^{-3} \frac{m^3}{Kg}$
- Calor específico: $Cp_f = 4.248605 \frac{Kj}{KgK}$
- Conductividad térmica: $K_f = 0.68713 \frac{w}{mk}$
- Densidad: $\rho_f = 940.6585 \frac{Kg}{m^3}$
- Viscosidad absoluta o dinámica: $\mu_f = 225.7 \times 10^{-6} \frac{Kg}{m \cdot s}$
- Número de Prandtl: 1.39655
- Flujo másico: $\dot{m}_s = 3009.996 \frac{Kg}{hr} = 0.83611 \frac{Kg}{s}$

Datos para el **Gases residuales (CO₂)** (*lado de los tubos*):

- ✓ Temperatura de entrada al inter por el lado de los tubos: $T_1 = 449^\circ C$
- ✓ Temperatura de salida del inter por el lado de los tubos: $T_2 = 168.46^\circ C$

- ✓ Temperatura media del fluido: $t_f = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{449 + 168.46}{2} = 308.673^\circ C (581.82 K)$
- ✓ Calor específico: $Cp_f = 1.01722 \frac{Kj}{KgK}$
- ✓ Conductividad térmica: $K_f = 0.0445 \frac{w}{mk}$
- ✓ Densidad: $\rho_f = 0.59995 \frac{Kg}{m^3}$
- ✓ Viscosidad absoluta o dinámica: $\mu_f = 27.663 \times 10^{-6} \frac{Kg}{m \cdot s}$
- ✓ Número de Prandtl: 0.701
- ✓ Caudal: $6.065 \frac{m^3}{hr}$
- ✓ Flujo másico: $\dot{m}_t = \rho \cdot caudal = 0.59995 \frac{Kg}{m^3} \cdot 6.065 \frac{m^3}{hr} = 3.6296 \frac{Kg}{hr}$

Se escogen tubos de acero al carbono 304 de las siguientes especificaciones:

Diámetro externo: $OD: d_o = 1.25" = 0.03175m = 31.75mm$

Diámetro Interno: $D_i: d_i = 1.03" = 0.026162m = 26.162mm$

Longitud: $9.85 ft : 118.2" : 3.002m$

Espesor (x): $0.109" : 0.002794m \rightarrow 12BWG$ (Birmingham Wire Gauge)

Conductividad térmica: $K = 14 \frac{w}{mK}$

$$\text{Área de cada tubo: } A_{c/t} = \pi d_i L = \pi \cdot 0.03175m \cdot 3.002m = 0.2994m^2 \quad (4.29)$$

La manera de determinar el área de transferencia de calor en el intercambiador es

$$\dot{Q} = A_d U_d \Delta T_{lm} \rightarrow A_d = \frac{\dot{Q}}{U_d \Delta T_{lm}} \longrightarrow \frac{1}{\Delta T_{lm}} = \frac{1}{\Delta T_1} \cdot \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_T} + \frac{1}{\Delta T_2} \cdot \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_T} \quad (4.30)$$

Se utiliza porque hay cambio de fase [11], donde se tiene que:

\dot{Q} : Rata de calor transferida: 2' 000 330 w

\dot{Q}_1 : Rata de calor transferido en la zona del economizador: 202 673 w

\dot{Q}_2 : Rata de calor transferido en la zona del evaporizador: 1' 793 550 w

U_d : Coeficiente global de transferencia de calor de diseño [24], oscila entre

$$11.356 \frac{w}{m^2 K} \left(2 \frac{Btu}{hr^\circ F ft^2} \right) \leq U_d \leq 283.9 \frac{w}{m^2 K} \left(50 \frac{Btu}{hr^\circ F ft^2} \right) \text{ En la primera iteraci3n se}$$

$$\text{supondr3 un valor tentativo de } 193 \frac{w}{m^2 K} = 34 \frac{Btu}{hr^\circ F ft^2}$$

A_d : 3rea de intercambio de calor de dise1o

ΔT_{lm} : Diferencia media logar3tmica de temperatura total

ΔT_1 : Diferencia media logar3tmica de temperatura del economizador

ΔT_2 : Diferencia media logar3tmica de temperatura del evaporador

pp : Pinch Point o punto de pliegue, se obtuvo un valor del pp de 27° C

T_{sat} : Temperatura de saturaci3n del agua: 165° C

T_{pp} : Temperatura del Pinch Point: $T_{sat} + pp = 192^\circ C$

T_{LSE} : Temperatura de l3quido subenfriado agua: 80° C

T_{LS} : Temperatura de l3quido saturado agua: 165° C

T_{VS} : Temperatura de l3quido subenfriado agua: 165° C

Con los anteriores valores resulta:

$$\Delta T_1 = \frac{(T_{pp} - T_{LS}) - (T_2 - T_{LSE})}{Ln \left(\frac{(T_{pp} - T_{LS})}{(T_2 - T_{LSE})} \right)} = \frac{(192 - 165) - (154.27 - 80)}{Ln \left(\frac{192 - 165}{154.27 - 80} \right)}$$
$$\Delta T_1 = \frac{-47.27}{Ln(0,3635)} = \frac{-47.27}{-1.01187} = 46.71^\circ C \quad (4.31)$$

$$\Delta T_2 = \frac{(T_1 - T_{VS}) - (T_{PP} - T_{LS})}{Ln\left(\frac{(T_1 - T_{VS})}{(T_{PP} - T_{LS})}\right)} = \frac{(448.889 - 165) - (192 - 165)}{Ln\left(\frac{448.889 - 165}{192 - 165}\right)}$$

$$\Delta T_2 = \frac{256.88}{Ln(10.51)} = \frac{256.88}{2.35} = 109.18^\circ C \quad (4.32)$$

$$\frac{1}{\Delta T_{lm}} = \frac{1}{46.71} \cdot \left(\frac{202673}{2000330}\right) + \frac{1}{109.18} \cdot \left(\frac{1797650}{2000330}\right) = 0.0104005(^{\circ}C)^{-1}$$

$$\Delta T_{lm} = 96.15^\circ C (369.15K)$$

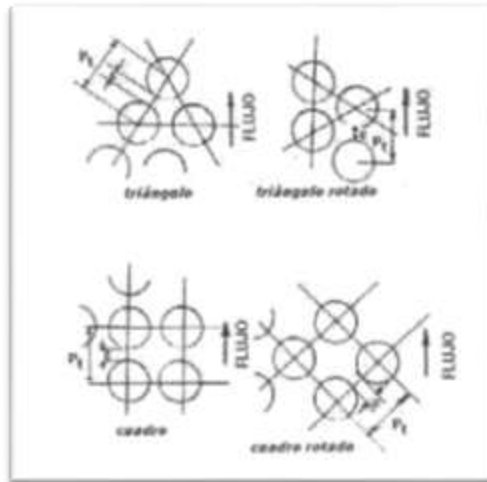
El área de diseño para el intercambiador, con un valor de U supuesto de $193 \frac{W}{m^2 K}$, será:

$$A_d = \frac{2000330w}{193 \frac{W}{m^2 K} \cdot 371.299K} = 28.2467m^2$$

Numero de tubos necesarios en el intercambiador:

$$N_t = \frac{A_d}{A_{c/t}} = \frac{28.2467m^2}{0.29944m^2} = 94.33tubos = 95tubos \quad (4.33)$$

Figura 28. Relaciones de afinación de los tubos
Fuente: www.Plantasquimicas.espana.es/intercambiadores/i24.



Pitch Tube (p_t): Afinación de los tubos. Figura 25.

$$P_t = 1.25 \cdot OD = 1.25(25.4)$$

$$P_t = 39.6875mm$$

• Para el lado de los tubos (h_i):

$$h_i = J_h \left(\frac{k}{D_i} \right) R_e P_r^{1/3} \quad (4.34)$$

Donde:

h_i : Coeficiente de película en el lado de los tubos. $\left(\frac{W}{m^2 K} \right)$

J_h : Factor de corrección empírico para el lado de los tubos

R_e : Número de Reynolds

P_r : Número de Prandtl

El número de Reynolds se calcula como sigue:

$$R_e = \frac{D_i G_t}{\mu} \longrightarrow G_t = \frac{\dot{m}_t}{a_t} \longrightarrow a_t = \frac{N_t \cdot a}{n} \longrightarrow a = \pi \cdot r_i^2$$

G_t : Velocidad másica por el lado de los tubos. $\left(\frac{Kg}{m^2 Seg} \right)$

a_t : Área total de transferencia de calor en el lado de los tubos. (m^2)

a : Área de la sección transversal de cada tubo. (m)

n : Número de paso de los tubos.

r_i : Radio interno de cada tubo. (m)

$$a_t = \frac{N_t \cdot a}{n} = \frac{95 \cdot (\pi(0.013081m)^2)}{1} : 0.0507091m^2$$

$$G_t = \frac{\dot{m}}{a_t} = \frac{3.2247 \frac{Kg}{s}}{0.0507091m^2} = 63.59202 \frac{Kg}{m^2 s} \quad (4.35)$$

$$R_e = \frac{D_i G_t}{\mu} = \frac{0.026162m \cdot 63.592 \frac{Kg}{m^2 s}}{27.663 \times 10^{-6} \frac{Kg}{m \cdot s}} = 60141.8281$$

Con los valores dados arriba, resulta un número de Reynolds $R_e : 60141$ con el que se puede hallar el coeficiente o factor J_h , en la figura del Donald Kern (Factor de coeficiente convectivo de película para lado de los tubos). En ese punto podremos calcular el coeficiente convectivo de película interno.

$$h_i = J_h \left(\frac{k}{D_i} \right) R_e P_r \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) = 0.00348 \left(\frac{0.04313 \frac{w}{mK}}{0.026162m} \right) 60141 (0.8885)^{\frac{1}{3}}$$

(4.36)

$$h_i = 306.56 \frac{w}{m^2 K}$$

- Para el lado de la coraza (h_o):

$$h_o = J_h \left(\frac{k}{D_e} \right) R_e P_r^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^1$$

(4.37)

$$R_e = \frac{D_e G_s}{\mu} \longrightarrow G_s = \frac{\dot{m}_s}{a_s} \longrightarrow a_s = \frac{(P_t - d_o) D_s B}{P_t}$$

$$B : \frac{D_s}{5} \longrightarrow \text{Espaciamiento entre los baffles del intercambiador.}$$

$D_s - D_b$: Diferencia entre diámetro del casco y del haz de tubos según el tipo placa del intercambiador de calor. El tipo de placa escogida es del tipo de placa de cabezal flotante.

$$D_b = OD \left(\frac{N_t}{K_l} \right)^{\frac{1}{\infty}} \longrightarrow \text{Diámetro del mazo de tubos del intercambiador}$$

Tabla 16. Relaciones para los diferentes arreglos

Fuente: www.Plantasquimicas.espana.es/intercambiadores/i24.

Arreglo triangular, $P_t = 1,25$ OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
K_f	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
α	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Arreglo cuadrado, $P_t = 1,25$ OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
K_f	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
α	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Donde:

h_o : Coeficiente convectivo de película por el lado de la coraza. $\left(\frac{W}{m^2 K} \right)$

J_h : Factor de transferencia de calor para el lado de la coraza.

G_s : Velocidad másica lado de la coraza. $\left(\frac{Kg}{m^2 Seg} \right)$

a_s : Área de contacto con los tubos. m^2

D_e : Diámetro equivalente. m

$$D_b = OD \left(\frac{N_t}{K_f} \right)^{\frac{1}{\alpha}} = 31.75 mm \left(\frac{95}{0.215} \right)^{\frac{1}{2.207}} = 499.967 mm = 0.499 m$$

$D_s - D_b = 91 mm \Rightarrow D_s = 499.967 mm + 91 mm = 590.967 mm$. Ver tabla 16 y figura del Donald Kern (Diámetro del Haz vs diámetro del casco).

$$B = \frac{D_s}{5} : \frac{590.96 mm}{5} = 118.19 mm = 0.118 m$$

$$a_s = \frac{(P_t - d_o) D_s B}{P_t} = \frac{(39.6875 - 31.75) mm \cdot 590.96 mm \cdot 118.193 mm}{39.6875 mm}$$

$$a_s = 13969.68 = 0.01396 m^2$$

$$D_e = \frac{1.27(P_i^2 - 0.785D_o^2)}{D_o} = \frac{1.27(39.6875^2 - 0.785 \cdot 31.75^2)}{31.75mm} = 31.3507mm = 0.0313507m$$

$$G_s = \frac{m_s}{a_s} = \frac{0.836111 \frac{Kg}{s}}{0.03135m^2} = 59.851 \frac{Kg}{m^2s}$$

$$R_e = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.03175m \cdot 59.851 \frac{Kg}{m^2s}}{0,000226 \frac{Kg}{ms}} = 8313.6847$$

Con el valor del número de Reynolds resulta, a partir de la figura del Donald Kern (Factor de coeficiente convectivo película lado del casco), un factor de transferencia de calor de $J_h = 0.007$.

$$h_o = J_h \left(\frac{K_f}{D_e} \right) R_e P_r^{1/3}$$

$$h_o = 0.007 \left(\frac{0.68713 \frac{w}{mK}}{0.03135m} \right) 8313.6847 (1.117)^{1/3} = 1425.7218 \frac{w}{m^2K}$$

- En el Acero AISI 304

La resistencia conductiva se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{x}{k} \cdot \frac{D_o}{D_m} \longrightarrow x = \frac{D_o - D_i}{2} = \frac{(0.03175 - 0.026162)m}{2} = 0.02794m \quad (4.38)$$

$$D_m : \frac{D_o + D_i}{2} : \frac{(0.03175 + 0.026162)m}{2} : 0.028956m$$

Teniendo los valores de los coeficientes convectivos de películas independientes determinados se puede corroborar si la suposición hecha del coeficiente global de transferencia de calor fue cercana; tal y como sigue:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + r_a + \frac{x}{k} \cdot \frac{D_o}{D_i} + r_b + \frac{1}{h_o} \quad (4.39)$$

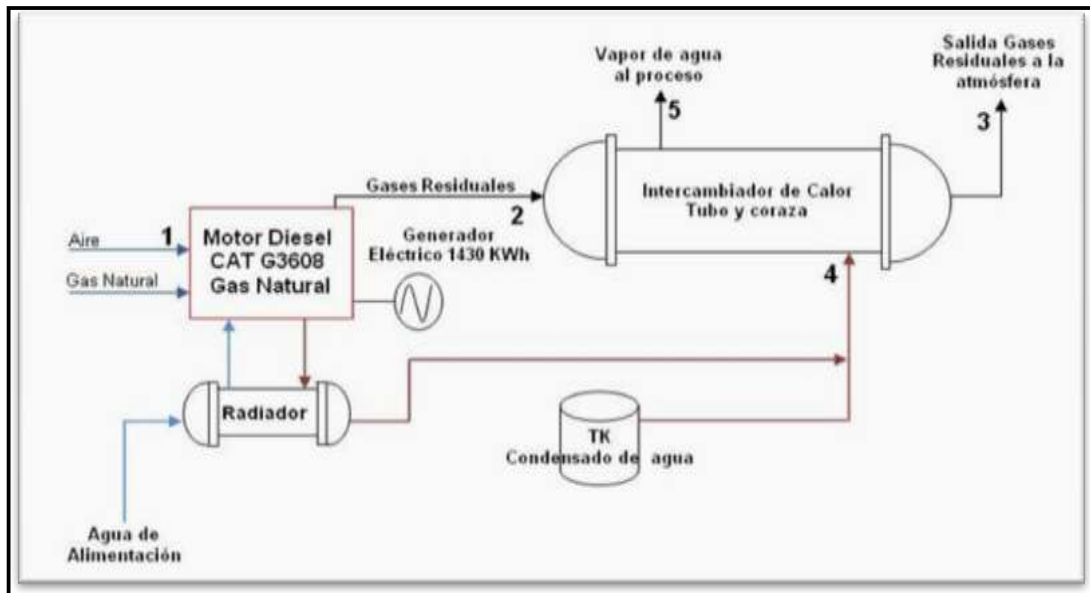
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{306.56 \frac{w}{m^2 K}} \cdot \frac{0.03175m}{0.026162m} + 0.0001 \frac{m^2 K}{w} + \left(\frac{0.0026162m}{14 \frac{w}{mK}} \cdot \frac{0.03175}{0.028956} \right) + 0.0002 \frac{m^2 K}{w} + \frac{1}{1425.72 \frac{w}{m^2 K}}$$

$$U = 193.0926 \frac{w}{m^2 K} = 34.0071 \frac{Btu}{hr \cdot ft^2 F}$$

El valor del coeficiente global de transferencia de prueba resulto mayor al supuesto en el de diseño, lo que significa que el área de intercambio de calor es suficiente para garantizar la transferencia de calor entre las dos corrientes (gases residuales y el vapor de agua) permitiendo una temperatura de salida de los gases residuales de $T_2 = 168.466^\circ C = 441.616K$. Por lo que se ha completado satisfactoriamente el diseño térmico del intercambiador de calor.

Con la selección del motor Diesel a Gas Natural modelo CAT 3608 y el diseño térmico del equipo de intercambio de calor completo, la integración energética satisfará las dos demandas energéticas. Por lo tanto nos queda el sistema unifilar de vapor y condensado mostrado en la figura 29.

Figura 29. Esquema unifilar de vapor y condensado sugerido incorporando el motor y el intercambiador de calor



El fluido de trabajo inicial será el aire siendo admitido en cada uno de los cilindros; al momento de la carrera ascendente de los pistones, el aire es presionado aumentando drásticamente su presión y consigo su temperatura. En ese punto se le inyecta el gas natural al motor Caterpillar G3608 reaccionando exotérmicamente. Todo el potencial de trabajo (**exergía**) del gas natural es entregado al cigüeñal a partir del movimiento lineal intermitente de los pistones unidos por las bielas. Este movimiento rotacional del eje está acoplado a un generador eléctrico o excitatriz donde convertirá la energía en forma de una diferencia de potencial (mismo principio del dínamo pero a mayor escala). De esta manera se ha completado la primera demanda energética de la empresa (energía eléctrica).

Los gases residuales que salen en el exosto del motor pasan a un ducto unido a un equipo de intercambio de calor (Intercambiador de calor de tubos y coraza). Dichos gases entran por el lado de los tubos al intercambiador de calor, mientras que agua de un tanque de condensado, proveniente de la recuperación del proceso en la industria, entra por el lado de la coraza. Al estar en contacto el agua, en fase de líquido subenfriado (@ 80°C) con los gases residuales, pasa a la mezcla líquido y vapor; a la salida del intercambiador de calor, se produce vapor saturado o de baja, culminando los gases su recorrido al salir por una

chimenea hacia la atmósfera. A la salida del intercambiador se distribuye el vapor a 7 bares de presión (presión máxima del proceso), y se culmina la segunda necesidad energética de la empresa (energía térmica) a partir de una sola fuente de energía entrante (Gas Natural); es decir, un sistema cogenerador propiamente dicho. El agua del motor se pasa por un intercambiador (Radiador) (ANEXO A) para poder precalentar el agua que es aproximadamente el 10% que se pierde durante el proceso y enviársela al flujo que sale del tanque de condensado. A continuación se evalúa el sistema de cogeneración a partir de balances de energía y de exergía, y se confrontan cada tipo de balance para saber la eficiencia del sistema y el grado de degradación de la energía en este.

5 EVALUACION TECNICA Y FINANCIERA DEL SISTEMA IMPLEMENTADO

5.1 Balance de energía y exergía

Los balances de energía determinar la **cantidad** de energía que se posee en un estado a partir del primer principio de la termodinámica o cambios entálpicos. Solo muestran la energía cómo se transforma. Los balances de exergía son aquellos que permiten establecer la **calidad** de la energía, sea que se mantenga en un tipo determinado (química, calórica, eléctrica, etc.) o que se transforme a otro. Y cuantifican la cantidad de energía que no es aprovechada por disipación de la misma a la atmósfera y/o por irreversibilidades propias inherentes del sistema. Se basan en la unión del primer y segundo principio de la termodinámica. Pero haciendo más énfasis en el segundo principio, es decir, establece la trayectoria de un estado a otro. Todo esto representado en el diagrama de barras o de Grassmann.

Para determinar la calidad en cada uno de los estados del sistema de cogeneración, hay que establecer detalladamente las cantidades (flujos másicos) en las entradas y salidas tanto de la unidad motriz como del equipo de intercambio de calor; razón por la cual hay que realizar un balance de masa en el motor Diesel CAT 3608 pues en este se presenta una reacción química donde se alteran las cantidades de combustible y aire entrantes reflejados en los gases residuales. En el intercambiador de calor no se realiza balance de masa porque en este solo se da transferencia de calor sin reacción química.

BALANCE DE ENERGÍA

Con los datos anteriores se obtienen los siguientes flujos másicos:

$$\dot{m}_{CH_4} = Q_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} = 0.1288 \frac{m^3}{s} \cdot 0.559 \frac{Kg}{m^3} = 0.0719992 \frac{KgCH_4}{s} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ Estequimétrico}} = \dot{m}_{CH_4} * \frac{\text{Peso } O_2}{\text{Peso } CH_4}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ Estequimétrico}} = \dot{m}_{CH_4} \left(\frac{64}{16} \right) = 0.0719992 \frac{\text{Kg } CH_4}{s} \cdot \left(\frac{64 \text{ Kg } O_2}{16 \text{ Kg } CH_4} \right) = 0.287996 \frac{\text{Kg } O_2}{s}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ Necesario}} = \dot{m}_{O_2 \text{ estequiome}} * \text{excesodeaire} \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ Necesario}} = \dot{m}_{O_2} \cdot 2.46 = 0.287996 \frac{\text{Kg}}{s} \cdot (2.46) = 0.7084 \frac{\text{Kg } O_2}{s}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ Exceso}} = \dot{m}_{O_2 \text{ Necesario}} - \dot{m}_{O_2 \text{ Estequiomárico}} = 0.7084 \frac{\text{Kg } O_2}{s} - 0.287996 \frac{\text{Kg } O_2}{s}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{ Exceso}} = 0.4204 \frac{\text{Kg } O_2}{s}$$

Para los productos de la combustión se tiene los siguientes flujos másicos:

$$\dot{m}_{CH_4} = 0.0719992 \frac{\text{Kg}}{s}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 0.0719992 \frac{\text{Kg } CH_4}{s} \cdot \left(\frac{44 \text{ Kg } CO_2 / \text{Kmol } CO_2}{16 \text{ Kg } CH_4 / \text{Kmol } CH_4} \right) \left(\frac{1 \text{ Kmole } CO_2}{1 \text{ Kmole } CH_4} \right) = 0.1979978 \frac{\text{Kg } CO_2}{s}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 0.0719992 \frac{\text{Kg } CH_4}{s} \cdot \left(\frac{36 \text{ Kg } H_2O / \text{Kmol } H_2O}{16 \text{ Kg } CH_4 / \text{Kmol } CH_4} \right) \left(\frac{2 \text{ Kmole } H_2O}{1 \text{ Kmole } CH_4} \right) = 0.3219982 \frac{\text{Kg } CO_2}{s}$$

$$\dot{m}_{N_2} = 2.47234 \frac{Kg}{s}, \text{ pasa directo porque el nitrógeno no reacciona.}$$

$$\dot{m}_{O_2 \text{Exceso}} = 0.4204 \frac{Kg}{s}$$

Flujos molar en la entrada:

$$\dot{n}_{CH_4} = (0.071992 KgCH_4 / s) / (16 KgCH_4 / KmolCH_4) = 0.0044995 KmolCH_4 / s$$

$$\dot{n}_{O_2} = (0.7084 KgO_2 / s) / (64 KgO_2 / KmolO_2) = 0.01106875 KmolO_2 / s$$

$$\dot{n}_{N_2} = (2.47234 KgN_2 / s) / (28 KgN_2 / KmolN_2) = 0.088297857 KmolN_2 / s$$

Flujos molares a la salida:

$$\dot{n}_{CO_2} = (0.197999 KgCO_2 / s) / (44 KgCO_2 / KmolCO_2) = 0.004499977 KmolCO_2 / s$$

$$\dot{n}_{H_2O} = (0.3219982 KgH_2O / s) / (36 KgH_2O / KmolH_2O) = 0.008944394 KmolH_2O / s$$

$$\dot{n}_{O_2} = (0.4204 O_2 / s) / (64 KgO_2 / KmolO_2) = 0.00656875 KmolO_2 / s$$

Hallando las entalpías:

$$H_1 = \sum n_k \tilde{H}_d^0 + \bar{T} \sum n_k \tilde{C}_p^{h,k} \quad (5.3)$$

Solo el combustible (metano CH4) tiene un valor para la entalpía de devaluación. Para el O2 y el N2 la entalpía de devaluación es cero.

$$\tilde{H}_d^0 = n_k \tilde{h}^0 = 802320 \frac{Kj}{Kmol} \cdot 0.00449995 \frac{Kmol}{seg} = 3610.3998 Kwt \quad (5.4)$$

Tabla 17. Relación de flujo molar y calores específicos.

Fuente: Kothas, The energy method of hermal plants analisys

	CH₄	O₂	N₂
$n_k (Kmol/seg)$	0,0045	0,0110687	0,088297
$C_p (Kj/Kmol^{\circ}K)$	35,71	26,06	29,11

$$\sum_k n_k \tilde{C}_{p_k}^h = 2.9987 \frac{Kj}{SegK} \quad (5.5)$$

$$H_1 = 3610.3998 Kwt + \left(298.15 K \cdot 2.9987 \frac{Kj}{SegK} \right) = 4504.0124 Kwt (100\%)$$

Para determinar la entalpia total en el punto 2 nos guiaremos de la siguiente ecuación teniendo en cuenta las pérdidas energéticas que establece el fabricante mostrado en la tabla 18.

Tabla 18. Perdidas energéticas del motor.

<i>Pérdidas energéticas motor Cat G3608</i>	<i>Kwt</i>
Heat Rejection to Jacket Water	381,55
Heat Rejection to Aftercooler	213,26

$$H_1 = H_2 + \text{PérdidasMotor} + \text{PotenciaEléctrica} \quad (5.6)$$

$$H_2 = H_1 - \text{PérdidasMotor} - \text{PotenciaEléctrica}$$

$$H_2 = (4504.0124 - 594.78 - 1430) Kwt$$

$$H_2 = 2479.23 Kwt (55.00\%)$$

En el intercambiador de calor, a diferencia del motor CAT G3608 que arroja las pérdidas en el folleto, hay que determinar las perdidas **energéticas** inherentes al proceso. Para tal caso hay que hallar los valores de las entalpias en los puntos 3, 4 y 5 en el diagrama de flujo, tal y como sigue:

$$H_3 = \sum_k n_k \tilde{H}_d^0 + \bar{T} \sum_k n_k \tilde{C}p^{h,k} \longrightarrow \bar{T} = \frac{154.27 + 273.15}{2} = 213.71K$$

Para los gases residuales en la salida del intercambiador de calor a una temperatura promedio de 213.71 K se tiene la siguiente tabla de los valores del calor específico referido al cambio de entalpía:

Tabla 19. Valores específicos para los gases residuales.

	CO2	H2O	N2	O2
$\tilde{C}p^{h,k} \left(\frac{Kj}{KmolK} \right)$	38,61	33,21	29,25	27,43

$$\sum_k n_k H_d^0 = 0$$

Y se tiene que:

$$\sum_k n_k \tilde{C}p^{h,k} = 3.0641 \frac{Kj}{SegK}$$

$$H_3 = 213.71K \cdot 3.0641 \frac{Kj}{SegK} = 654.82Kwt$$

En el punto 4, donde entra el agua al intercambiador de calor a 80 °C, se tiene:

$$H_4 = \dot{m}_{agua} h_{@80^{\circ}C} = 0.836111 \frac{Kg}{seg} \cdot 379 \frac{Kj}{Kg} = 316.88Kwt$$

En el punto 5, donde sale el vapor de agua saturado a 7 bar, se consigue:

$$H_5 = \dot{m}_{vapor} h_{fg @ 7bar} = 0.836111 \frac{Kg}{seg} \cdot 2066.3 \frac{Kj}{Kg} = 1727.656Kwt$$

Con todos los valores de las entalpías en los puntos del intercambiador de calor se puede establecer las pérdidas energéticas con la siguiente ecuación:

$$(H_2 + H_4) = (H_3 + H_5) + \text{Pérdidas 2} \quad (5.7)$$

$$\begin{aligned}
 \text{Pérdidas 2} &= (H_2 + H_4) - (H_3 + H_5) \\
 \text{Pérdidas 2} &= (2479.23 + 316.88) - (654.82 + 1727.656) \\
 \text{Pérdidas 2} &= 413.634 \text{ Kwt} (9.18\%)
 \end{aligned}$$

BALANCE DE EXERGÍA **PARA EL MOTOR CAT G3608**

Punto 1

Gas natural 100 % CH_4

$$E_1^* = 3601.399 \text{ KW}$$

Punto 2

Salen gases residuales y potencia eléctrica.

Para la potencia su exergía es la misma potencia 1430 KW (39.7 %).

Para los gases se tiene:

$$E_2^* = 1252.025 \text{ KW} (34.76\%)$$

$$E_1^* = E_2^* + E_w^* + I^* \longrightarrow I^* = E_1^* - E_2^* - E_w^* = 919.374 (25.52\%)$$

Eficiencia del motor (Eficiencia racional ψ)

$$\psi_{motor} = \frac{E_2^* + E_w^*}{E_1^*} = 0.7447 = 74.47\%$$

PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Punto 3

Salida de gases del intercambiador. Con un $pp = 27^\circ C \longrightarrow T_3 = 168.46^\circ C = 441.615^\circ K$,

Tabla 20. Valores del calor específico y flujo molar para los gases residuales que salen del intercambiador a temperatura promedio de 220.80 °K.

	CO_2	H_2O	N_2	O_2
$C^{\varepsilon}_{P,k} (Kj / Kmol^{\circ}K)$	40,86040	33,73263	29,49992	29,67264
$\bar{m}_i (Kmol / seg)$	0,00449995	0,00449995	0,08829785	0,00576890

Tomando los datos de la tabla 20 tenemos:

$$\dot{E}_3 = 215.427KW \text{ (5.9699 \%)}$$

Punto 4

Entra agua a 80 °C = 353.15 °K, $\dot{E}_4 = 13.55KW$

Punto 5

Vapor de salida intercambiador @ 165 °C = 438.15 °K, $\dot{E}_5 = 1018.1761KW$

Para el intercambiador de calor se tiene la siguiente irreversibilidad propia del proceso:

$$(\dot{E}_2 + \dot{E}_4) = (\dot{E}_3 + \dot{E}_5) + I_2 \rightarrow I_2 = (\dot{E}_2 + \dot{E}_4) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_5) \quad (5.8)$$

$$I_2 = (1252.025 + 13.55) - (215.42 + 638.95)$$

$$I_2 = 411.25Kwt(11.4\%)$$

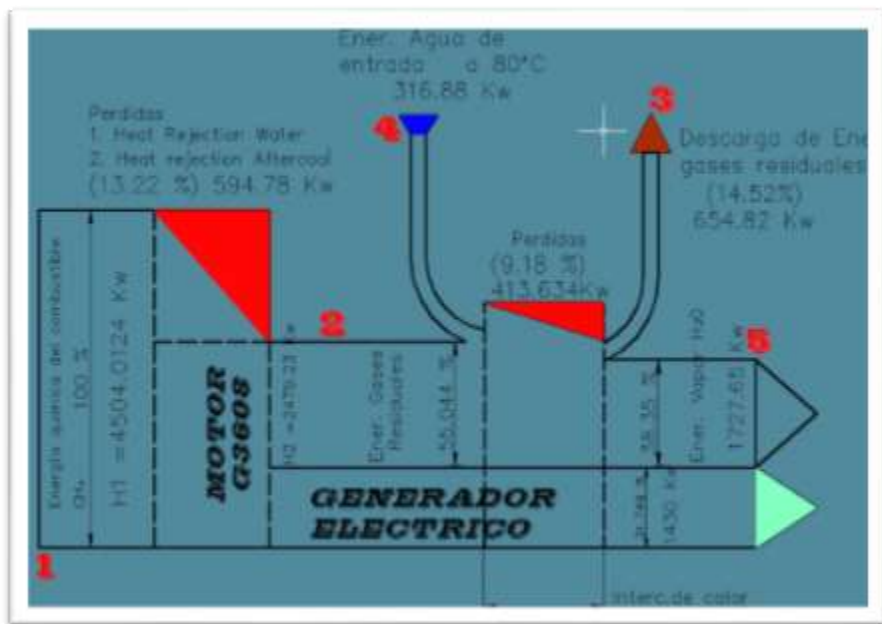
Por lo tanto obtenemos la tabla 21, en la figura 30 se hace una comparación de energía y exergía.

Tabla 21. Comparación entre energía y exergía.

PUNTOS	Energía (KWt)	Exergía (KWt)
1	4504,0124	3601,399
2	2479,23	1252,025
3	654,82	215,427
4	316,88	13,55
5	1727,65	1018,1761
Pot. Eléctrica	1430	1430
Pérdidas del motor	594,78	919,374
Pérdidas del intercambiador	413,634	31,985

Figura 30. Diagrama de Sankey (energía) y de Grassman (Exergía)

a) Diagrama de Sankey (Energía)



b) Diagrama de Grassman (Exergía)

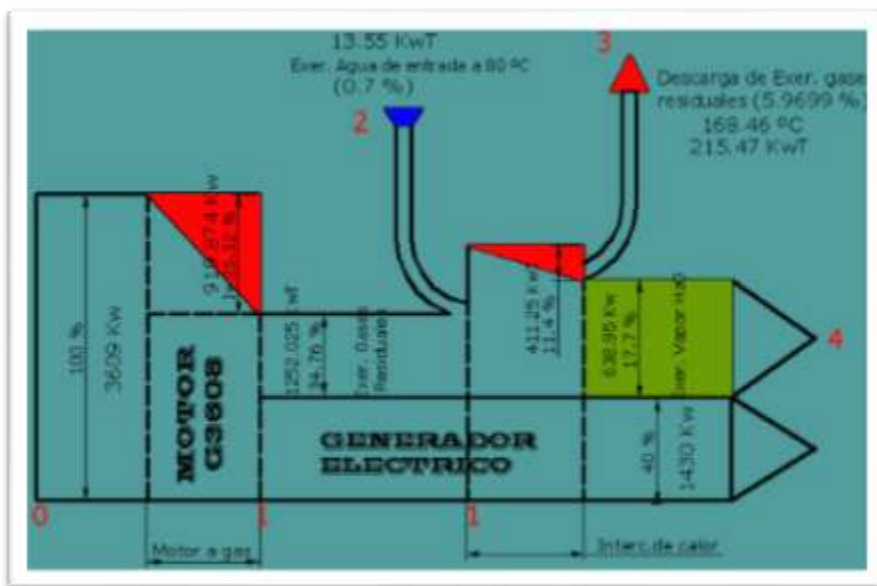
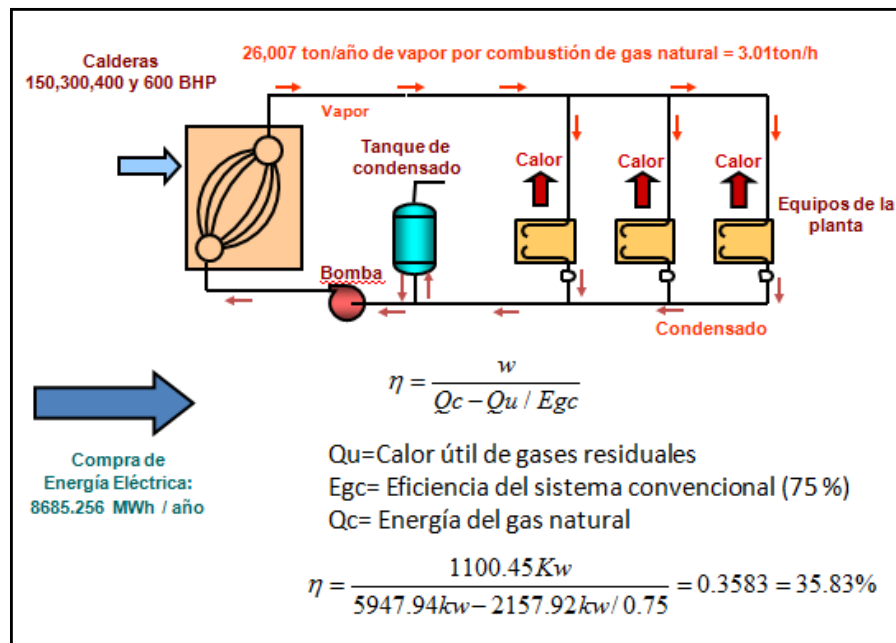
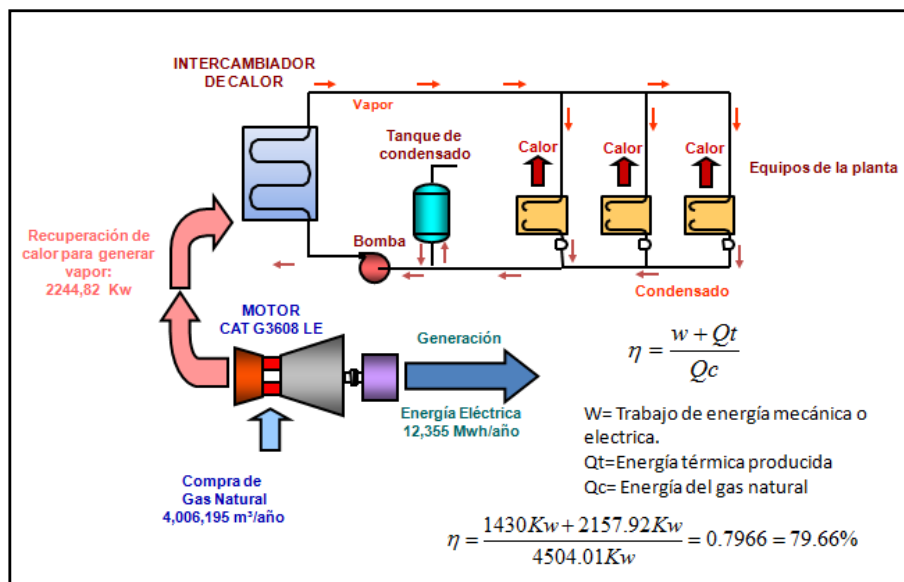


Figura 31. Comparación entre la eficiencia del sistema actual y el sistema de cogeneración proyectado.

a) Sistema actual



b) Sistema de cogeneración proyectado



En la figura 31 podemos observar claramente la ventaja de utilizar un sistema de cogeneración porque se logra aumentar la eficiencia del sistema en un 43.82%.

5.2 EVALUACIÓN FINANCIERA

En el presente análisis se calcula los datos de costos actuales de insumos, costos de equipos, costos de operación y mantenimiento. Los costos de los equipos se tomaron de catálogos. Los costos actuales de insumos, es decir, gas natural, vapor producido y valor actual de m³ de gas, fueron suministrados por la empresa.

Consideraciones:

- Periodo mínimo de recuperación considerado adecuado por la empresa para los proyectos de inversión (años): **1- 8**
- Costo del gas natural (\$/m³): **355**
- Ahorro de m³ de gas por cogeneración (m³/hr): **376,77**
- Ahorro de m³ de gas por cogeneración(m³/año): **1,398,300**
- Ahorro Gas por cogeneración (\$/hr): **45,315**
- Ahorro Gas por cogeneración (\$/año): **391,524,168**
- Costo inicial del motor e envió (\$) : **1 500,000,000**
- Costo intercambiador de calor (\$) : **80,000,000**
- Costo montaje instalación y otros equipos (\$):**124,000,000**
- Impuestos y seguros y otros mensual (\$): **100, 950,000**
- Total inversión inicial (\$):**1 500,000,000**
- Costo de operación y mantenimiento anual (\$):**60'000.000**
- Costos por salario operadores anual (\$):**20,000,000**
- Costos por reparación (\$): **690,000,000**

Figura 32. Análisis de sensibilidad
Fuente. Min energía. Colombia

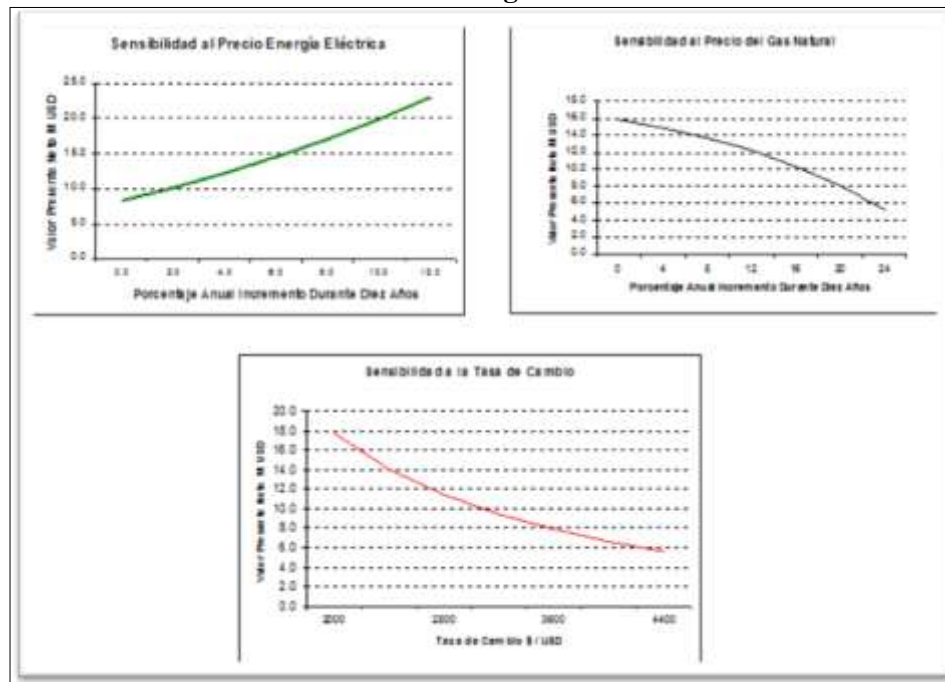
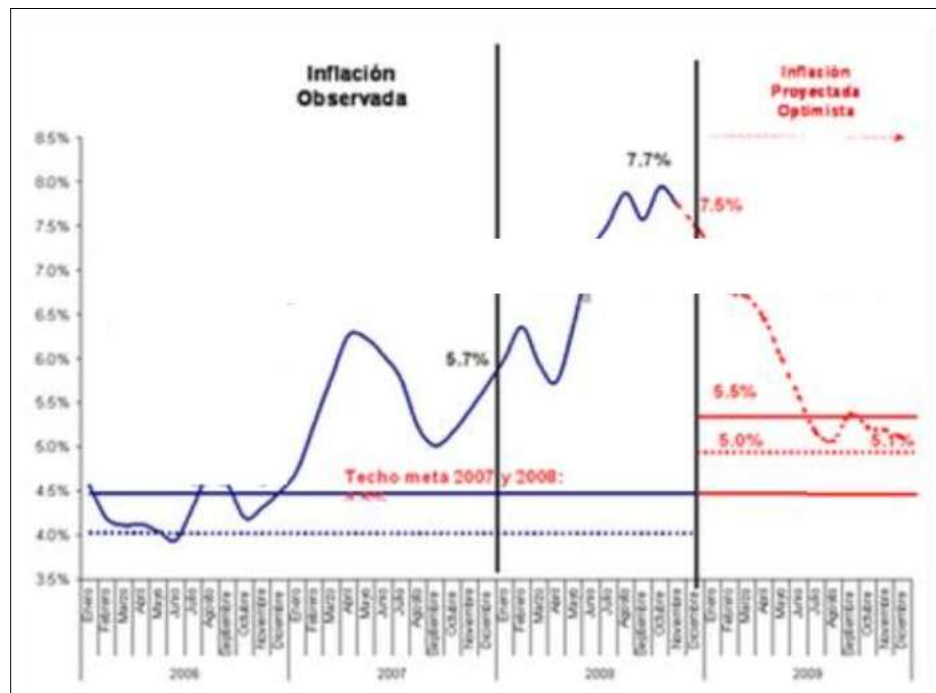


Figura 33. Indicadores de inflación en los últimos años y la proyectada.
Fuente: Banco de la república. Colombia



En cuanto a la de inflación figura 32, la última encuesta realizada por el Banco de la República muestra que las expectativas de inflación anual para los próximos doce meses se han mantenido en niveles cercanos a 5,40 por ciento en los últimos tres meses después del fuerte descenso que tuvieron estas expectativas en septiembre, mes en el que se esperaba una inflación anual de 5,84 por ciento para los próximos 12 meses [21]. Entonces podemos decir que en los próximos 5 años la inflación bajar un promedio de 0.66 % porque en el año 2008 termino en 6.5 %.

La formulas para calcular VPN, TIR, VPB/VPC, fueron presentadas en la parte de evolución económica en el marco teórico, a continuación se muestra la tabla donde muestra en el tiempo el flujo de caja, la recuperación del dinero invertido y otros valores.

Los costos del motor y del intercambiador fueron tomados de Caterpillar y NESTOR CABALLERO Y CIA LTDA como se muestran en los anexos.

Tabla 22. Comparación de la canasta energética actual con la proyectada

Fuente: Coolechera. Cooperativa de productores de leche de la costa

	CANASTA ENERGETICA ACTUAL													
	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	promedio	total (año)
Consumo electricidad operador red (Kwh)	659806	550220	627222	620219	750709	757617	788436	789998	772913	792330	788484	787302	723771,3	
Tarifa (\$270/kwh)	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270	270		
Subtotal electricidad (\$)	178147620	148559400	169349940	167459130	202691430	204556590	212877720	213299460	208686510	213929100	212890680	212571540		2345019120
Consumo gas natural (m³)	397661	261847	296564	348784	495582	532524	549041	517100	521802	507164	495861	480825	450396,3	5404755
Tarifa (\$ 355/m³)	355	355	355	355	355	355	355	355	355	355	355	355		
Total gas natural (\$)	141169655	92955685	105280220	123818320	175931610	189046020	194909555	183570500	185239710	180043220	176030655	170692875		
Total canasta energetica al mes (\$)	319317275	241515085	274630160	291277450	378623040	393602610	407787275	396869960	393926220	393972320	388921335	383264415		4263707145
Porcentaje de consumo de gas	0,073576138	0,048447524	0,054870942	0,064532805	0,091693703	0,098528795	0,101584808	0,095675012	0,096544987	0,093836631	0,09174532	0,08896333		1

	CANASTA ENERGETICA PROYECTADA (Consumo del motor =463,71 m³/hr)													
	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	promedio	total (año)
Consumo gas natural (m³)	294779,442	194102,7975	219837,9284	258547,7402	367366,64	394751,1262	406994,9018	383317,5732	386803,0871	375952,1827	367573,458	356427,523		4006454,4
Tarifa (\$ 355/m³)	355	355	355	355	355	355	355	355	355	355	355	355		
Total gas natural (\$)	104646701,9	68906493,11	78042464,58	91784447,76	130415157,2	140136649,8	144483190,1	136077738,5	137315095,9	133463024,9	130488578	126531770,7		
Total canasta energetica al mes (\$)	104646701,9	68906493,11	78042464,58	91784447,76	130415157,2	140136649,8	144483190,1	136077738,5	137315095,9	133463024,9	130488578	126531770,7		1422291312

Gas recuperado al año (m³)	\$ 1.398.300,60
Gas recuperado al mes (m³)	\$ 116.525,05
ahorr.elect.mensual (\$)	\$ 195.418.260,00

Tabla 23. Evaluación económica del proyecto de cogeneración

Fuente: Propia

AÑO	m³ de gas ahorrado anual	Ahorro eléctrico (\$)	Ahorro	Gastos	Gastos netos	Recuperación
1	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.745.810.152	\$ 2.841.913.507,32	-\$ 497.674,32
2	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.057.210.152	\$ 2.201.214.862,64	\$ 640.200.970,36
3	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.059.010.152	\$ 2.275.206.217,96	\$ 566.209.615,04
4	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.060.810.152	\$ 2.349.323.573,28	\$ 492.092.259,72
5	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.062.610.152	\$ 2.423.566.928,60	\$ 417.848.904,40
6	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.064.410.152	\$ 2.425.681.928,60	\$ 415.733.904,40
7	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.066.210.152	\$ 2.427.796.928,60	\$ 413.618.904,40
8	1.398.300,60	\$ 2.345.019.120	\$ 2.841.415.833,00	\$ 2.068.010.152	\$ 2.429.911.928,60	\$ 411.503.904,40

Tabla 24. Valores calculados de VPN (Valor presente neto), TIR (Tasa interna de retorno) y el periodo de recuperación de la inversión.

Fuente: Propia

VPN	\$ 107.864.868,86
TIR	0,066

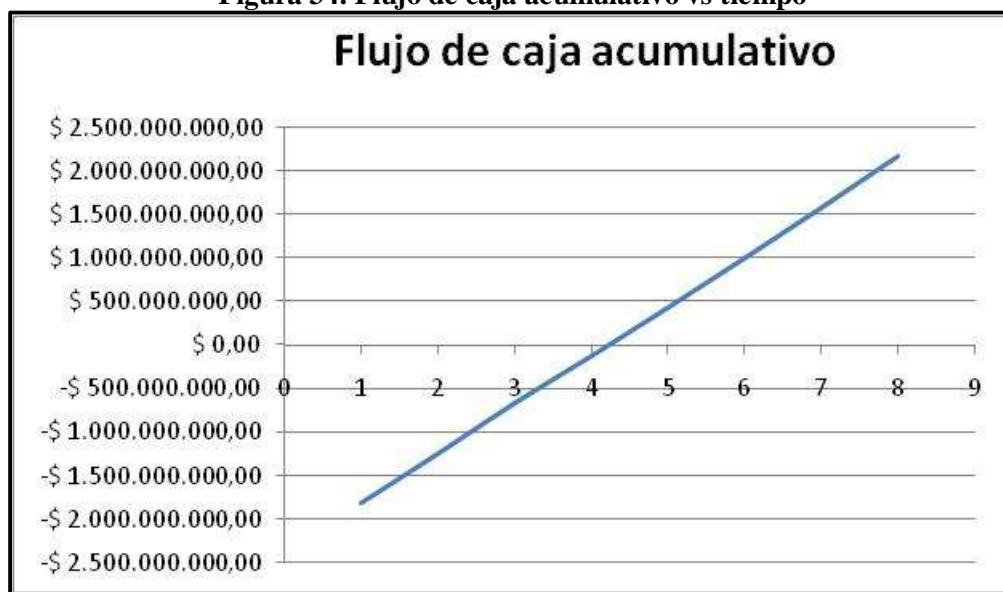
Resultados obtenidos en la evaluación económica están reflejados en la tabla 23

VPN = \$ 352, 766,129

Como el valor presente neto es llevar lo recuperado en los últimos 5 años al tiempo presente y compararlo con la inversión inicial nos damos cuenta que es bastante rentable.

Periodo De Recuperación De La Inversión (método analítico) es de 4 años y 2 meses (Figura 31) y Con una Tasa Interna de Retorno (TIR) = 6,6 %.

Figura 34. Flujo de caja acumulativo vs tiempo

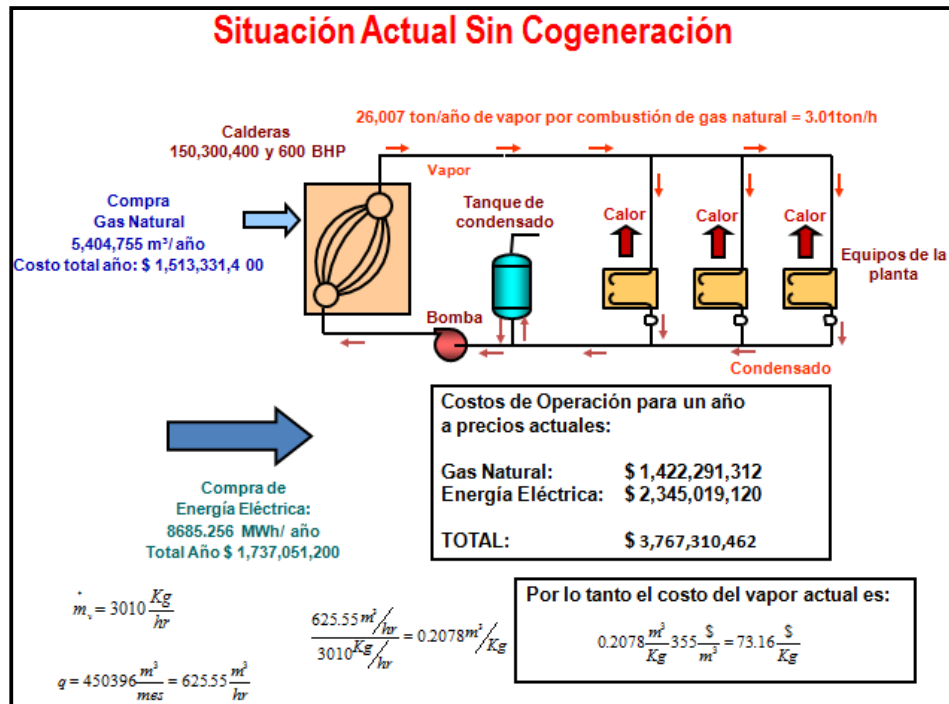


En la figura 34 se observa que en el año cero donde empieza la inversión es negativa pero en el punto de 4 años y 2 meses (método grafico) la inversión es recuperada, mostrando lo atractivo del modelo de cogeneración energética.

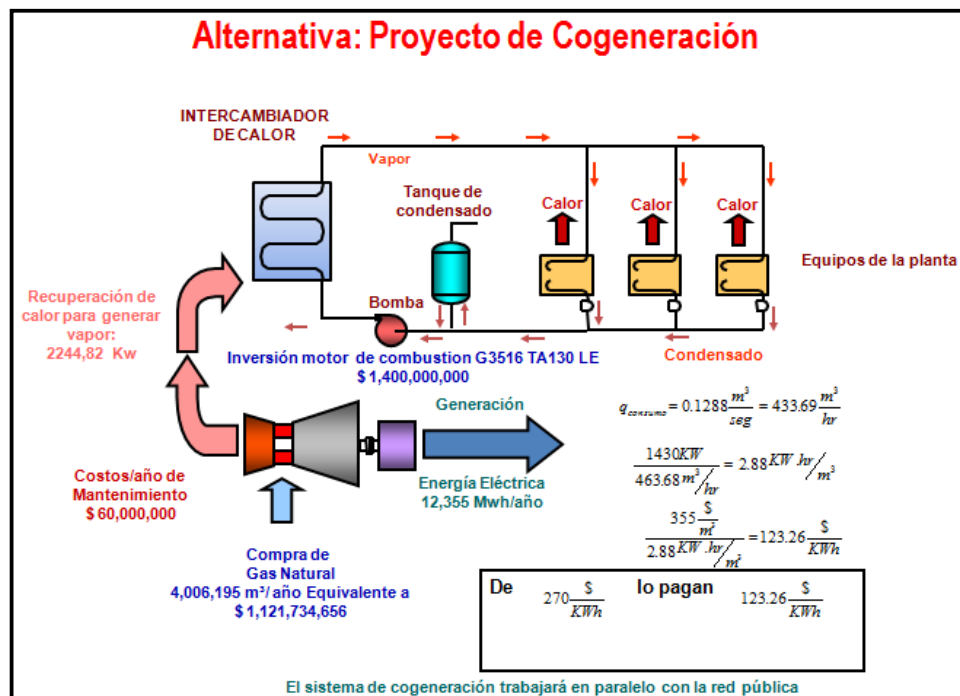
En la figura 35 realizamos una comparación entre el sistema de cogeneración actual y el proyectado.

Figura 35. Comparación entre el sistema de cogeneración actual y el proyectado

a) Sistema de cogeneración actual



b) Sistema de cogeneración proyectado



6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Del anterior desarrollo se permite concluir lo siguiente:

- La caracterización energética permitió tener los valores de los consumos energéticos (vapor y electricidad) de la planta estableciendo que los equipos de procesos, refrigeración y aire acondicionado son los mayores puntos de consumo significando 89.1 % de energía eléctrica. Esto nos indica que son los sectores más importantes para abastecer energéticamente y que su demanda, tanto en gas natural como en electricidad, aumenta drásticamente desde mayo y se mantiene constante hasta diciembre; lo anterior ayuda a tener garantías en la cantidad de energía suministrada.
- A partir de la caracterización se tuvieron muchos parámetros para la selección de la unidad motriz, tal como la razón calor/electricidad, facilidad de mantenimiento, entre otras, la que arrojó que la tecnología más acertada es la de un motor alternativo CAT 3608 LE con aprovechamiento de gases residuales y agua de refrigeración (Jacket Water). El equipo de recuperación de calor se diseñó térmicamente utilizando la tecnología Pinch, la cual establece según la práctica un delta de temperatura (Pinch) menor a 70 °C para este tipo de aplicaciones energéticas. Utilizando un método de optimización figura 27 arrojó que el punto de menores pérdidas monetarias es de 27°C.
- El sistema de cogeneración seleccionado es de gran impacto energético y monetariamente hablando; esto se debe a que el sistema convencional maneja una eficiencia energética del orden de 37 % y el sistema de cogeneración propuesto del 80.1 %. En cuanto al consumo energético primario (Gas natural) este se reduce desde 550000 m³/mes del sistema convencional hasta 333849 m³/mes del sistema de cogeneración.
- Revela un valor presente neto positivo (\$ 352, 766,129) y una tasa interna de retorno de (6,6 %) superior a la estimada en proyectos de inversión, lo que indica que es una alternativa viable. Obteniendo una reducción del costo del KWh en un 50 %.

RECOMENDACIONES

- El trabajo cumple con los objetivos propuestos pero ante los costos que representa un motor con la caracterización energética del diseño y los costos del intercambiador de calor implicaría una dificultad de recuperación de los costos de inversión por el consumo de combustible y el tamaño de la empresa, por lo tanto se recomendaría un diseño similar pero aplicando la cogeneración utilizando las calderas en vez de un intercambiador aplicándole la metodología Pinch para optimizar el proceso.
- Propiciar más la participación de la tecnología Pinch tanto en la integración de procesos como en la modificación de los mismos.
- Incentivar a las empresas no solo del sector industrial, sino también a las empresas del sector terciario al empleo de sistemas de cogeneración.
- Conducir los estudios de optimización mediante la tecnología Pinch hacia la utilización como sistemas de control de proceso en tiempo real de las condiciones de trabajo.
- Emplear programas de computación especializados para el estudio de la guía, a fin de agilizar los cálculos respectivos.
- Promover estas tecnologías dentro de las políticas de uso racional y eficiente de la energía.

REFERENCIAS

- [1] MANN, G. J. Liu, A.Y. “Industrial Water Reuse and Wastewater Minimization”. McGraw-Hill. (1999).
- [2] WANG, Y.P. “Wastewater minimisation and the design of distributed wastewater treatment systems”. PhD Thesis, Department of Process Integration, University of Manchester Institute of Science and Technology, Manchester, United Kingdom. (1993).
- [3] ESPINAL. Estimación de lácteos y derivados en Colombia: Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural Observatorio Agro cadenas Colombia. Bogotá. Vol.81 (2005); p. 2–26. (2005).
- [4] LINNHOFF.B. “Introduction to Pinch technology. Copyright Linnhoff March”, (1998).
- [5] TOVAR, Ivan. Guía metodológica para la selección de esquemas de cogeneración en la industria de procesos mediante la tecnología Pinch. Universidad de Cien Fuegos, Cuba. Departamento de Ingeniería Mecánica. 2001, p.2.
- [6] RODRIGUEZ, F. “La contaminación atmosférica. Naturaleza y efecto de los contaminantes”. Universidad de Alicante. (2006)
- [7] BOROTO A.; Monteagudo J., Ahorro de Energía en Sistemas Termomecánicos, Universidad de Cienfuegos, Cap.4, (2002).
- [8] Resolución CREG-85 de 1996 Octubre 15. Disponible en Internet <<http://www.creg.gov.co>> Lunes 26 de junio de (2006).
- [9] Eficiencia Energética y Competitividad de empresarial. Facultad de Ingeniería, Universidad del Atlántico. (2003).

- [10] SALAS LIZARRAGA, José. OGENERACION, Aspectos Termodinámicos, Tecnológicos y económicos. Vasco 1998. citado por Tovar, Ivan. Guía Metodologica Para La Selección De Esquemas De Cogeneración En La Industria De Procesos Mediante La Tecnología Pinch, universidad de Cienfuegos , Cuba diciembre de (2001).
- [11] PLAUCHU, A. Cogeneración. Programa PEMEX petroquímica Morelos, Coatzacoalcos, Mexico, 60p, Ver. (2001).
- [12] “ Bases de investigación de energía”, Comisión nacional de Ahorro de Energía (CONAE), secretaría de energía de mexico. citado por Tovar, Ivan. Guía Metodologica Para La Selección De Esquemas De Cogeneración En La Industria De Procesos Mediante La Tecnología Pinch, universidad de Cienfuegos , Cuba diciembre de 2001.
- [13] MARTIN ZORRAGUINO, J.V. “Las instalaciones de cogeneración por gas natural”. Revista energía (España), P9 – 17 (2005).
- [14] CAMPOS, J.; CERVERA S. Manual de Procedimientos para la caracterización y Diagnostico Energético-Ambiental.Universidad del Atlántico. Colombia Marzo de (2004).
- [15] LINNHOFF,B. Introducción to Pinch Technology, copyright Linnhoff M. 1998,citado por Tovar, Ivan. Guía Metodologica Para La Selección De Esquemas De Cogeneración En La Industria De Procesos Mediante La Tecnología Pinch, universidad de Cienfuegos , Cuba diciembre de (2001).
- [16] CONAE. Metodología para el análisis de previabilidad en los sistemas de Cogeneración, Versión 2.0, Capitulo 6. julio de (1999).
- [17] T MISA, M CRISFORD, S JAIN, P K BANSAL. Thermodynamic analysis of an in-situ cogeneration plant. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. December 2007. Vol 221 No A8, ISSN 0957-6509.

[18] M A ROSEN, M N LE, I DINCE. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. September 2004. Vol 218 No A86, ISSN 0957-6509.

[19] F. MARECHAL AND B. KALITVENTZEFF. Targeting the minimum cost of energy requirements: A new graphical technique for evaluating the integration of utility systems. Vol 20, Suplemento 1 1996, Pages S225-S230.

[20] D.L.WESTPHALEN¹ AND M.R.WOLF MACIEL. Pinch analysis of evaporation systems. Brazilian Journal of Chemical Engineering. Print ISSN 0104-6632.

[21] IAN C. KEMP. Pinch analysis and process integration. Vol 2. Editorial Elsevier (2007). Página 171.

[22] IIMPI (Instituto de ingeniería mecánica y producción industrial). Disponible en internet en www.fing.edu.uy.

[23] T.J. KOTAS. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. University of London. Krieger Publishing Company. 1995.

[24] DONALD Q. KERN. Procesos de transferencia de calor. Editorial Cecsca 1972.

ANEXO A

Diseño del intercambiador acoplado al motor.

CALCULO DEL AREA NECESARIA DEL INTERCAMBIADOR AGUA – AGUA DEL MOTOR

Figura A1. Temperatura de entradas y salidas del intercambiador agua - agua

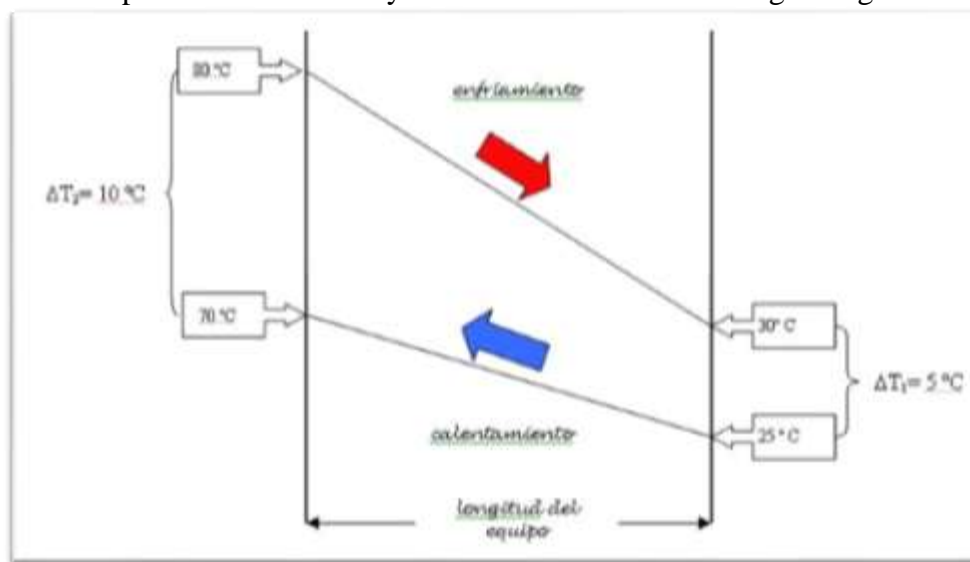


Tabla A1. Datos del intercambiador y motor

	DATOS	VALOR	UNIDADES
MOTOR	Thi	353	°k
	Tho	303	°k
HAC.INTER.PROC	Tci	298	°k
	Tco	343	°k
10 % del agua que pierde en proceso	Flujo másico del agua de alimentación	384,6	Kg/hr
Calor del agua de regreso a la chaqueta	Q	381,861	Kw
	Flujo másico del agua que sale del motor	345,9331269	Kg/hr

Tabla A1. Propiedades

Propieda. Agua del motor		Propieda. Agua va Interc.	
Tm (° K)	328	Tm (° K)	320,5
Tm (°c)	55	Tm (°c)	47,5
k (W/m°K)	0,649	k (W/m°K)	0,6405
μ (Kg/m.seg)	5,04E-04	μ (Kg/m.seg)	5,72E-04
ρ (Kg/m³)	985,2	ρ (Kg/m³)	989,1
Cp (J/Kg.°K)	4183	Cp (J/Kg.°K)	4180,5
Pr	3,25	Pr	4,115

Tabla A2. Modelo propuesto intercambiador de 2 pasos por la coraza y 4 por los tubos

CORAZA	2	TUBOS	4
Ti (°C)	25	Ti (°C)	80
To (°C)	70	To (°C)	30

P	0,818181818
R	1,111111111



F	0,98
----------	-------------

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (1)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{5 - 10}{\ln(5/10)} = 7.2^\circ K$$

Para los intercambiadores de calor agua – agua se recomienda un intercambiador de carcasa y tubos que tiene un rango de:

$$850 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \leq U \leq 1760 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Tabla A3. Tubos seleccionados para el intercambiador.

Tomamos tubos de acero al carbono 3/4 in 14 BWG con posición triangular 15/16 in y longitud 16 ft			
di (m)	0,01483	L (m)	4,8768
do (m)	0,01905	Km (Btu/hr.ft²,°f)	25

El área de diseño para el intercambiador, con un valor de U supuesto de $540 \frac{W}{m^2 K}$, será:

$$A_{c/t} = 3.14 * 0.01484.87 = 0.2270 m^2$$

$$A_d = \frac{381861w}{540 \frac{W}{m^2 K} * 0.98 * 7.21K} = 100.03 m^2$$

Numero de tubos necesarios en el intercambiador:

$$N_t = \frac{A_d}{A_{c/t}} = \frac{100.03m^2}{0.2270m^2} = 441tubos \quad (2)$$

De la figura 30 calculamos las relaciones de afinación de los tubos.

Pitch Tube (p_t): Afinación de los tubos

$$P_t = 1.25 \cdot OD = 1.25(0.01905)$$

$$P_t = 0.0238m$$

• Para el lado de los tubos (h_i):

$$h_i : J_h \left(\frac{k}{D_i} \right) R_e P_r^{1/3}$$

Ec. 3

Donde:

h_i : Coeficiente de película en el lado de los tubos. $\left(\frac{w}{m^2 k} \right)$

J_h : Factor de corrección empírico para el lado de los tubos

R_e : Número de Reynolds

P_r : Número de Prandtl

El número de Reynolds se calcula como sigue:

$$R_e : \frac{D_i G_t}{\mu} \longrightarrow G_t : \frac{\dot{m}_t}{a_t} \longrightarrow a_t : \frac{N_t \cdot a}{n} \longrightarrow a : \pi \cdot r_i^2$$

G_t : Velocidad másica por el lado de los tubos. $\left(\frac{Kg}{m^2 Seg} \right)$

a_t : Área total de transferencia de calor en el lado de los tubos. (m^2)

a : Área de la sección transversal de cada tubo. (m)

n : Número de paso de los tubos.

r_i : Radio interno de cada tubo. (m)

$$a_t : \frac{N_t \cdot a}{n} : 0.01722m^2 \quad (3)$$

$$G_t : \frac{\dot{m}}{a_t} : 5.61 \frac{Kg}{m^2 s}$$

$$R_e : \frac{D_i G_t}{\mu} : 399.82 \quad (4)$$

Con los valores dados arriba, resulta un número de Reynolds $R_e : 399.85$ con el que se puede hallar el coeficiente o factor J_h en la figura 25 En ese punto podremos calcular el coeficiente convectivo de película interno.

$$h_i : J_h \left(\frac{k}{D_i} \right) R_e P_r \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right) : 159.36 \quad (5)$$

- Para el lado de la coraza (h_o):

$$h_o : J_h \left(\frac{k}{D_e} \right) R_e P_r^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4} \quad (6)$$

$$R_e : \frac{D_e G_s}{\mu} \longrightarrow G_s : \frac{\dot{m}_s}{a_s} \longrightarrow a_s : \frac{(P_t - d_o) D_s B}{P_t}$$

$$B : \frac{D_s}{5} \longrightarrow \text{Espaciamiento entre los baffles del intercambiador.}$$

$D_s - D_b$: Diferencia entre diámetro del casco y del haz de tubos según el tipo placa del intercambiador de calor. El tipo de placa escogida es del tipo de placa de cabezal flotante.

$$D_b : OD \left(\frac{N_t}{K_l} \right)^{1/3} \longrightarrow \text{Diámetro del mazo de tubos del intercambiador}$$

Tabla B4. Arreglo de los tubos

Arreglo triangular, $P_t = 1,25$ OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
K_I	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
α	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Arreglo cuadrado, $P_t = 1,25$ OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
K_I	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
α	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Donde:

h_o : Coeficiente convectivo de película por el lado de la coraza. $\left(\frac{W}{m^2 k} \right)$

J_h : Factor de transferencia de calor para el lado de la coraza.

G_s : Velocidad másica lado de la coraza. $\left(\frac{Kg}{m^2 Seg} \right)$

a_s : Área de contacto con los tubos. m^2

D_e : Diámetro equivalente. m

$$D_b : OD \left(\frac{N_t}{K_I} \right)^{\frac{1}{\infty}} : 0.5642m \quad (7)$$

$$D_s - D_b = 0,09m \Rightarrow D_s : 0.6542m \quad (\text{Ver figura 25})$$

$$B : \frac{D_s}{5} : 0.1308m$$

$$a_s : \frac{(P_t - d_o) D_s B}{P_t} : 0.01712m^2$$

Ec. 9

$$D_e : \frac{1.27(P_t^2 - 0.785D_o^2)}{D_o} : 0.03590m$$

$$G_s : \frac{m_s}{a_s} : 5.61 \frac{Kg}{m^2 s}$$

$$R_e : \frac{D_e G_s}{\mu} : 145.81 \quad (8)$$

Con el valor del número de Reynolds resulta, a partir de la figura 4.14, un factor de transferencia de calor $J_h : 0.003$.

$$h_o : J_h \left(\frac{K_f}{D_e} \right) R_e P_r^{1/3} \quad (9)$$

$$h_o : 103.66 \frac{W}{m^2 K}$$

Teniendo los valores de los coeficientes convectivos de películas independientes determinados se puede corroborar si la suposición hecha del coeficiente global de transferencia de calor fue cercana; tal y como sigue:

$$\frac{1}{U} : \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_o}{D_i} + r_a + \frac{x}{k} \cdot \frac{D_o}{D_i} + r_b + \frac{1}{h_o} \quad (10)$$

$$U : 67.42 \frac{W}{m^2 K}$$

ANEXO B

Resumen de algunas ineficiencias con medidas operacionales encontradas en la caracterización energética.

1. REFRIGERACION				
INEFICIENCIA	MEDIDAS DE AHORRO	% de ahorro	ahorro kwh/mes	ahorro en \$
El condensador evaporativo #3 del sistema principal de refrigeración por amoníaco se encuentra funcionando con dos ventiladores; le hace falta un ventilador. Esta situación trae como consecuencia una «reducción de la capacidad de condensación de este equipo, lo cual genera un aumento de la temperatura de condensación del ciclo de refrigeración y una reducción del subenfriamiento, por ende, el incremento del consumo de energía eléctrica de los compresores del sistema.	Instalar el ventilador que le hace falta al condensador evaporativo #3. Adicional a esta medida, se recomienda que en los condensadores evaporativos: se cambien las Chumaceras por unas nuevas, se cambien e instalen todas las correas de transmisión de los ventiladores, realizar una alineación y balanceo del eje de los ventiladores, corregir fugas de aire.	15,69%	12.984	\$ 2.501.042
Actualmente los tres compresores de amoníaco se encuentran funcionando con controles de presión que se encuentran en mal estado y posiblemente descalibrados; durante los seguimientos se encontraron las tuberías de succión congeladas, y los cabezales de los compresores con escarchas. Por otro lado, las tuberías de distribución de los bancos de hielo se encontraban con capas de hielo con espesores superiores a 2 pulgadas.	Instalar en cada uno de los compresores controles nuevos de presión de succión, descarga y de aceite. Adicionalmente, ajustar los valores de control y diferenciales en los rangos óptimos. Se recomienda poner a trabajar los tres compresores en cascada, pensando en que se debe tener a mayor carga el compresor MYCOM 6NB con relación a los otros dos compresores.	1,08%	894	\$ 172.124
La unidad de refrigeración de amoníaco de leche en polvo tiene los controles de presión en mal estado y posiblemente descalibrados.	Se recomienda instalar controles nuevos de presión de succión. Descarga y de aceite. Adicionalmente, ajustar los valores de control y diferenciales en los rangos adecuados.	1,08%	139	\$ 26.685
Existen tuberías de agua fría que se encuentran desnudas del sistema principal de refrigeración por amoníaco en leche líquida.	Cubrir estas tuberías desnudas con poliuretano con chaqueta metálica.	0,24%	199	\$ 38.250
Existen unos tramos de tuberías de succión del sistema de refrigeración por amoníaco principal ubicadas dentro de la sala de compresores, sin aislamiento térmico. Además las válvulas de servicio ubicados en la línea de succión de cada compresor no están aislados térmicamente.	Cubrir estas tuberías Y válvulas desnudas con poliuretano con chaqueta metálica.	0,18%	149	\$ 28.687
La unidad de refrigeración de la cava de subproductos #2 se encuentra funcionando con un solo ventilador en la condensadora, el otro se encuentra dañado; esto ocasiona un aumento en la temperatura de condensación del ciclo de refrigeración, por ende, un incremento del consumo de energía del compresor.	Poner en funcionamiento el otro ventilador de la condensadora.	20,45%	1.165	\$ 224.432
Un difusor de la cava subproductos #1 se encuentra con un ventilador dañado lo que ocasiona una disminución de la tasa de enfriamiento del cuarto.	Poner en funcionamiento el ventilador que hace falta.	4,00%	168	\$ 32.354
Un difusor de la cava principal (leche en bolsa) se encuentra con un ventilador fuera de servicio. lo que ocasiona una disminución de la tasa de enfriamiento de la cava.	Poner en funcionamiento el ventilador que hace falta.	2,00%	564	\$ 108.736

2. AIRE ACONDICIONADO				
INEFICIENCIA	MEDIDAS DE AHORRO	% de ahorro	ahorro kwh/mes	ahorro en \$
Existe fugas de aire frío por el marco de tres puertas de las oficinas do calidad del laboratorio físico - químico, generando pérdidas de frío y aumento del trabajo de las unidades de aire acondicionado.	Sellar las aperturas de los marcos de estas puertas con el fin de evitar las fugas aire frío.	2,00%	116	\$ 22.310
El set point de temperatura de 35 unidades de las oficinas de ingeniería se encuentra en 21°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	9,75%	217	\$ 41.864
El set point de los tres controles de temperatura de las unidades centrales de aire acondicionado de las oficinas administrativas se encuentran: control #1 en 21°C control #2 en 50° F y control #3 en 55°F.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	9,75%	490	\$ 94.433
El set point de los dos controles de temperatura de las unidades centrales de gerencia se encuentran fijados en 21°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	9,75%	170	\$ 32.736
El set point de la unidad minisplit de 3TR de Compras se encuentra fijado en 16°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	143	\$ 27.614
El set point del control de temperatura de la unidad central de almacén se encuentra fijado en 16°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	83	\$ 15.921
El set point de las unidades de la tetrapack se encuentran fijados en 18°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	1.283	\$ 247.240
El set point de la unidad minisplit de la oficina de despacho se encuentra fijado en 16°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	94	\$ 18.199
El set point de la unidad minisplit de la oficina VPM se encuentra fijado en 16°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	60	\$ 11.611
El set point de temperatura de las unidades del laboratorio fisicoquímico se encuentra en 16°C y 21°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C, para una y la otra en 21°C +/- 1°C.	9,75%	565	\$ 108.763
El set point de temperatura de las unidades de microbiología se encuentran fijados en 21°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	9,75%	537	\$ 103.448
El set point del control de temperatura de las Unidades centrales de Purepack se encuentran fijados en 16°C	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	884	\$ 170.298
El set point del control de temperatura de la unidad central de Yogurt vaso se encuentran fijados en 16°C.	Ajustar el set point de temperatura en 23°C +/- 1°C.	14,25%	417	\$ 80.373

3. ILUMINACION - LECHE LIQUIDA					
Lugar de acción	INEFICIENCIA	MEDIDAS DE AHORRO	% de ahorro	ahorro kwh/mes	ahorro en \$
Taller de mnto	Las luminarias permanecen encendidas durante el día sin necesidad ya que el área cuenta con suficiente iluminación natural.	Solo encender las luminarias a partir de las 4:30 pm y durante la noche hasta la 7 am. Con esto se estima reducir el tiempo de utilización a 465Hrs/mes aproximadamente.	35,4	239	\$ 45.051
Cuarto compresores de amoniaco	Las luminarias permanecen encendidas día y noche sin necesidad, ya que en lugar no se realiza mucha actividad.	Mantener apagadas las luminarias y encenderlas solo cuando el personal vaya a ejecutar una acción en el recinto y apagarla al desocuparlo. Con esto se estima a reducir el tiempo de utilización a 300Hrs/mes aproximadamente.	58,3	141	\$ 27.184
Cuarto compresores de amoniaco	Las luminarias permanecen encendidas día y noche sin necesidad, ya que en lugar no se realiza mucha actividad y el personal no acostumbra apagarlas.	Mantener apagadas las luminarias y encenderlas solo cuando el personal vaya a ejecutar una acción en el recinto y apagarla al desocuparlo. Con esto se estima a reducir el tiempo de utilización a 300Hrs/mes aproximadamente.	58,3	52	\$ 10.024
Lavado de canasta	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	16	\$ 3.107
Lavado de canasta	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	11	\$ 2.167
Piscina de canasta	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	4	\$ 777
Piscina de canasta	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	23	\$ 4.334
Cestillos limpios	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	11	\$ 2.167
Túnel de lavado	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	16	\$ 3.107
Túnel de lavado	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	11	\$ 2.167
empaque leche líquida bolsa	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	75	\$ 14.447
empaque leche líquida bolsa	Las luminarias permanecen día y noche, aun durante los recesos en los cuales no hay personal laborando en las zonas.	Apagar las luminarias durante el receso de trabajo y alimentación, con lo que se estima reducir el tiempo de utilización a 660Hrs/mes aproximadamente.	8,3	75	\$ 14.447

4. BOMBEO DE LIQUIDOS				
INEFICIENCIA	MEDIDAS DE AHORRO	% de ahorro	ahorro kwh/mes	ahorro en \$
No existe un uso racional del agua por parte de los operadores de los procesos de producción de las plantas de leche líquida y leche en polvo. Durante los procesos de lavado se dejan las mangueras desperdiciando agua hay reboses en los tanques que son lavados.	Realizar una concientización al personal operativo encargado de los procesos de lavado en el uso racional del agua, es indispensable revisar el procedimiento que se lleva a cabo para el proceso de lavado para optimizar el manejo del agua, la mínima cantidad requerida para lavar sin afectar la calidad de este.	5,00%	396	\$ 76.349
Las bombas de suministro de agua en la planta de leche líquida posee diferentes consumos específicos siendo estas de las mismas características y configuración en la línea de succión.	Realizar mantenimiento a la parte interna de las bombas #2 y #3, con el fin de aumentar sus índices de consumo, mejorar la cabeza de succión positiva.	3,63%	288	\$ 55.429

5. AIRE COMPRIMIDO				
INEFICIENCIA	MEDIDAS DE AHORRO	% de ahorro	ahorro kwh/mes	ahorro en \$
La presión máxima de trabajo de la unidad de aire comprimido principal (equipo Sullair) se encuentra en 120 psig.	Reducir la presión máxima de trabajo a 110 psig, ya que los equipos neumáticos necesitan una presión de aire mínima de 80 psig (presión mayor a 5 bares y menor de 7 bares).	2,50%	285	\$ 54.960
La unidad Sullair tiene una potencia máxima demandada que supera su valor nominal hasta en un 10 % en algunos instantes de tiempo; esto puede estar ocurriendo por problemas mecánicos y eléctricos del equipo. (radiador muy sucio, tornillo hembra y macho desgastado, motor rebobinado en varias ocasiones).	Se recomienda realizar un mantenimiento preventivo al equipo que incluye limpieza de radiador, cambio de aceite, limpieza de filtro, ajuste de sistema de ventilación.	8,19%	935	\$ 180.060
Existen fugas de aire comprimido a lo largo de la línea de distribución y en los equipos de proceso, casos específicos, son los filtros, actuadores y unión de los equipos neumáticos de las maquinas envasadora, pasteurizadoras, y cámara de secado de planta #3 de leche en polvo.	Realizar una detección de todas las fugas presentes y corregirlas inmediatamente. Adicionalmente se recomienda realizar inspección de ultrasonido en las líneas de distribución del aire comprimido para determinar las fugas no visibles o no detectable con los métodos simples.	10,00%	1.730	\$ 333.283
La unidad de aire comprimido del motor rojo marca siemens de leche en polvo es más eficiente que el equipo adyacente a este.	Poner en funcionamiento el primero como equipo de aire comprimido principal; y tener el otro de soporte cuando sea estrictamente necesario.	10,47%	350	\$ 67.343
La presión máxima de trabajo de la unidad de aire comprimido principal de leche en polvo 103 psig.	Reducir la presión máxima de trabajo a 115 psig, ya que los equipos neumáticos necesitan una presión de aire mínima de 80psig(presión mayor a 5 bares y menor de 7 bares)	3,75%	125	\$ 24.112

6. CONSUMIDORES DE GAS NATURAL				
INEFICIENCIA	MEDIDAS DE AHORRO	% de ahorro	ahorro kwh/mes	ahorro en \$
Hay tuberías de vapor desnudas a lo largo del sistema de distribución de vapor de leche líquida y en polvo, válvulas del servicio principales del sistema. El listado de tramos de tuberías desnudas y válvulas.	Recubrir las tuberías con fiberglass recubierto con chaqueta metálica.	1,43%	6.899	\$ 2.131.860
Es posible que el proporcionador del quemador de combustión de cada una de las calderas de planta de leche líquida y leche en polvo y el quemador de planta #2 se encuentren descalibrados y presenten relaciones de aire combustible para el gas natural no adecuadas, lo que aumenta el consumo de este combustible.	Realizar la calibración y el ajuste correspondiente con ayuda de personal técnico calificado, de tal forma que la relación aire - combustible de la caldera tenga un exceso de aire del 1,10.	1,00%	4.840	\$ 1.495.608
Actualmente, a la caldera de leche en polvo de 600BHP tienen un régimen de purgas de cada 2Hrs por cada 30seg.	Ajustar este régimen de acuerdo a un análisis de los sólidos disueltos en el agua. La disminución del número de purga de las calderas genera una reducción del consumo de gas natural y del costo de los químicos para el lavado del agua de alimentación de las calderas.	1,25%	1.817	\$ 561.582
En los procesos de lavados, se están utilizando agua caliente a temperaturas superiores (80°C) de las requeridas (65°C); dicha agua es calentada por el vapor generado por las calderas de leche líquida y leche en polvo.	Es necesario ajustar el set point de temperatura de la unidad de calentamiento del agua a 65°C - 70°C durante cada proceso de lavado.	1,47%	1.176	\$ 363.396
La presión de trabajo de la caldera de 400BHP de leche líquida se encuentra en 130psig (175,6°C), este se puede reducir a un menor valor. En los equipos de proceso que utilizan el vapor poseen válvulas reguladoras automáticas que reducen la presión de vapor a valores por debajo de 100psig (166°C), para los procesos de pasteurización.	Se recomienda bajar la presión de trabajo de la caldera a un valor de 110psig, cuando no haya proceso de UHT. Es necesario coordinar esta medida entre mantenimiento, operación de la caldera con producción para concordar y no existan problemas en el proceso de UHT con la temperatura mínima en este. Se recomienda válvula reguladora de cada equipo de proceso.	2,50%	1.750	\$ 540.768
La presión de trabajo de la caldera de 300BHP de la planta se encuentra en 130 psig (174°C), este se puede reducir a un menor valor. En los equipos de evaporización de la leche trabajan con una presión mínima de 90 psig (157°C).	Se recomienda bajar la presión de trabajo de la caldera a un valor de 110psig, se recomienda instalar medidor de presión de vapor después de la válvula reguladora.	2,50%	2.500	\$ 772.525

